



TUGAS AKHIR - TM 090382

RANCANG BANGUN MESIN DRILL DENGAN 6 SPINDEL UNTUK PROSES PELUBANGAN SANDAL

RIDHA WILDANIA
NRP. 2111 039 011
MADA PERWIRA
NRP. 2111 039 013

Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, MT

Instruktur Pembimbing
R. Soewandi, BE, S.Pd

PROGRAM STUDI DIPLOMA III DISNAKERTRANSDUK
JURUSAN TEKNIK MESIN PRODUKSI
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



Final Project - TM 090382

DESIGN AND BUILD OF DRILL MACHINE WITH 6 SPINDLE FOR THE PROCESS OF SANDALS PERFORATION

RIDHA WILDANIA
NRP. 2111 039 011
MADA PERWIRA
NRP. 2111 039 013

Counsellor Lecturer :
Ir. Suhariyanto, MT

Counsellor Instructor :
R. SOEWANDI, BE, S.Pd

DIPLOMA III PROGRAM STUDY DISNAKERTRANSDUK
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN DRILL DENGAN 6 SPINDEL UNTUK PROSES PELUBANGAN SANDAL

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
pada

Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin Produksi
DISNAKERTRANSDUK
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

1. Ridha Wildania
2. Mada Perwira

(2111039011)

(2111039013)

Disetujui Oleh Pembimbing Tugas Akhir :

1. Ir. Suhariyanto, MT

(Dosen Pembimbing)

2. R. Soewandi, BE, S.Pd

(Instruktur Pembimbing)

SURABAYA, JULI 2014

RANCANG BANGUN MESIN DRILL DENGAN 6 SPINDEL UNTUK PROSES PELUBANGAN SANDAL

Nama : 1. Ridha Wildania
2. Mada Perwira
NRP : 1. 2111039011
2. 2111039013
Jurusan : D3 Teknik Mesin Produksi FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, MT
Instruktur Pembimbing : R. Soewandi, BE

Abstrak

Usaha kecil dan menengah yang memproduksi sandal pada saat ini masih menggunakan alat bantu yang sederhana salah satunya pada proses pelubangan sandal, sehingga waktu yang dibutuhkan relatif lama. Alternatif untuk meningkatkan efisiensi proses pelubangan sandal yaitu dengan merancang mesin drill dengan 6 spindel untuk proses pelubangan sandal.

Pembuatan mesin drill pelubang sandal dirancang melalui banyak tahapan. Mulai dari observasi bagaimana proses pelubangan sandal yang baik. Mencari literatur yang terkait dengan proses pelubangan sandal dan mesin drill. Melakukan input data yang didapatkan melalui observasi dan studi literatur, kemudian melakukan perencanaan dan perhitungan gaya dan daya yang akan dibutuhkan serta elemen-elemen mesin yang akan digunakan. Setelah didapat komponen yang akan digunakan, dilanjutkan dengan pembuatan mesin drill pelubang sandal. Pembuatan alat berdasarkan perencanaan perhitungan yang sudah dilakukan sebelumnya. Pengujian alat dilakukan untuk mengetahui kapasitas dari mesin drill pelubang sandal kemudian dilakukan penyusunan laporan.

Dari perhitungan mesin, dibutuhkan daya motor sebesar 0,5HP dengan putaran 2880 rpm yang dinaikkan dengan perbandingan diameter puli 5:4 menjadi putaran 3600 rpm untuk menggerakkan keenam spindel. Rata-rata kapasitas mesin drill pelubang sandal yang dihasilkan setiap 5 menit adalah 90 lubang.

Kata kunci : spon EVA, sandal, mesin drill, 6 spindel.

DESIGN AND BUILD OF DRILL MACHINE WITH 6 SPINDLE FOR THE PROCESS OF SANDAL PERFORATION

College student name	: 1. Ridha Wildania 2. Mada Perwira
NRP	: 1. 2111039011 2. 2111039013
Department	: D3 mechanical engineering and production FTI-ITS
Advisor	: Ir. Suhariyanto, MT
Instructor	: R. Soewandi, BE

Abstract

Now, small and medium industries in Indonesia that produce sandals at the moment still using simple tools, which one is the perforation process of sandals, that is takes a long time. Alternatives to improve the efficiency of the process is to design drilling machine with six spindle for sandals perforation.

Making sandals perforation drill machine is designed through many stages. Starting from the observation of how good sandals perforation process. Finding the literature related to the perforation process sandals and drill machines. To input data obtained through observation and study of literature in the library or online, then do the planning and calculation of the force will be required and the machine elements to be used. Having obtained the components that will be used, followed by the manufacture of drill machine sandals. Making tools based calculation that has been planned before. Machine testing was conducted to determine the capacity and performance run properly and safely, then do arrangement of report

Based on calculation, it has been used a motor with a power of 0.5 HP at 2880 rpm rotation that is raised by pulley diameter ratio of 5:4 into 3600 rpm to rotate the spindles. From the experimental results, the average holes sandals of drill machine capacity produced every 5 minutes is 90 holes.

Keywords : EVA Sponge, sandals, drill machine, 6 spindle

KATA PENGANTAR

Dengan mengucap rasa syukur kepada Allah SWT, maka Tugas Akhir dengan judul **“RANCANG BANGUN MESIN DRILL DENGAN 6 SPIDEL UNTUK PROSES PELUBANGAN SANDAL”** ini telah selesai disusun dalam rangka memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Ahli Madya Teknik Mesin pada Bidang Studi Teknik Mesin Produksi – Program Studi Diploma III – Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Teknologi Industri – Institut Teknologi Sepuluh Nopember – Surabaya.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis menyadari bahwa penyusunan ini tidak akan berhasil apabila tanpa ada bimbingan, bantuan, dukungan dan kerjasama dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak **Ir.Suhariyanto, MT**, selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah banyak memberi pengarahan serta bimbingan kepada kami untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak **R. Soewandi, BE**, selaku instruktur pembimbing yang telah banyak memberi pengarahan serta bimbingan kepada kami untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Ibu **Liza Rusdiyana, ST, MT**, selaku koordinator tugas akhir D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak dosen tim tenguji, yang telah banyak memberikan masukan dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini.
5. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT**, selaku koordinator Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Bapak **Miftahul Huda, ST, MT**, selaku koordinator jurusan mesin logam UPT-PK Surabaya
7. Kedua orang tua tercinta serta saudara-saudari penulis yang selalu memberi restu, nasehat, do'a dan dorongan.
8. Seluruh Bapak dan Ibu dosen D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah membimbing kami selama duduk di bangku

perkuliahan di kampus perjuangan ini, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

9. Teman-teman M3NER ITS seluruh angkatan dan khususnya angkatan 2011, terima kasih atas dukungannya, semoga persahabatan dan kebersamaan kita tetap utuh selamanya. MATHCLESS.
10. Abah Selamat dan teman-teman di Wedoro yang banyak membantu menyelesaikan alat Tugas Akhir kami.
11. Bapak Maskur selaku pemilik home industry sandal yang telah membantu dalam pengambilan data dan pengamatan lapangan dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga Allah SWT selalu memberikan perlindungan, rahmat dan Nikmat-Nya bagi kita semua. Amin.

Semoga dengan adanya Tugas Akhir yang penulis susun ini, dapat memberikan ilmu pengetahuan yang berguna, baik bagi bangsa dan negara maupun pengembangan dalam kemajuan industri kecil khususnya undustri kecil pengerajin sandal.

Penulis menyadari bahwa tidak ada yang sempurna di dunia ini, demikian juga dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, dengan segala kerendahan hati penulis mengharapkan kritik dan saran dari pembaca agar berguna kelak dikemudian hari.

Surabaya, 17 juli 2014

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul	i
Lembar Pengesahan.....	iii
Abstrak	iv
<i>Abstract</i>	v
Kata Pengantar	vi
Daftar Isi	viii
Daftar Gambar	xi
Daftar Tabel.....	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	1
1.3 Tujuan dan Manfaat.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Metode Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Sandal.....	5
2.2 <i>Drilling</i>	6
2.2.1 Gaya Pemotongan Pada Proses <i>Drilling</i>	7
2.2.2 Daya Pemotongan pada Proes <i>Drilling</i> (N_1)	9
2.2.3 Pengaruh Geometri Pahat	9
2.3 Daya untuk Momen Inersia (N_2)	10
2.4 Belt dan Puli	12
2.4.1 Daya dan Momen Perencanaan	12
2.4.2 Pemilihan Belt.....	13
2.4.3 Pemilihan atau Perhitungan Diameter.....	14
2.4.4 Kecepatan Linier (Keliling)	14
2.4.5 Jarak Sumbu Poros (C) dan Panjang Belt (L)	15
2.4.6 Tarikan pada Belt.....	15
2.4.7 Tegangan Maksimum pada Belt	16

2.4.6 Umur Belt.....	16
2.5 Poros	17
2.5.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros	18
2.5.2 Bahan Poros	19
2.5.3 Torsi Poros	20
2.5.4 Momen Resultan pada Poros.....	20
2.5.5 Diameter Poros.....	20
2.6 Pasak.....	21
2.6.1 Variasi/ Bentuk-bentuk Pasak	22
2.6.2 Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)	23
2.6.3 Kedudukan Pasak pada Porosnya	23
2.6.4 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat.....	23
2.7 Bantalan (Bearing).....	26
2.7.1 Pengertian Bearing	26
2.7.2 Rolling Bearing	27
2.7.3 Gesekan dan Prediksi Umur Rolling Bearing	28

BAB III METODOLOGI

3.1 Flow Chart	33
3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Drill dengan 6 spindel untuk Proses Pelubangan Sandal	34
3.3 Prosedur Melubangi Sandal Menggunakan Mesin Drill Pelubang Sandal	35

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

4.1 <i>Drilling</i>	39
4.1.1 Elemen Proses <i>Drilling</i>	39
4.1.2 Gaya Pemotongan pada Proses <i>Drilling</i>	43
4.1.3 Daya Pemotongan pada Proses <i>Drilling</i> (N_1).....	47
4.2 Daya untuk Momen Inersia (N_2)	48
4.3 Perencanaan Belt dan Puli	50
4.3.1 Daya dan Torsi Perencanaan.....	51
4.3.2 Tipe Belt.....	52
4.3.3 Diameter Puli	52
4.3.4 Kecepatan V-Belt.....	52

4.3.5 Sudut Kontak	53
4.3.6 Gaya pada Belt	53
4.3.7 Panjang Belt	54
4.3.8 Tegangan Maksimum.....	55
4.3.9 Prediksi Umur Belt	56
4.4 Perencanaan Poros.....	57
4.4.1 Mencari Besarnya Momen Torsi dan Momen Bending	58
4.4.2 Diagram Gaya Geser dan Diagram Momen.....	65
4.4.3 Momen Terbesar	66
4.4.4 Diameter Poros.....	66
4.5 Pasak.....	67
4.6 Bearing	70
4.6.1 Daya Kerugian pada Bearing (f_{HP}).....	71
4.6.2 Beban Ekuivalen	72
4.6.3 Prediksi Umur Bearing	73
4.7 Pengujian Kapasitas Mesin.....	74
4.8 Mesin <i>Drill</i> Pelubang Sandal.....	75

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

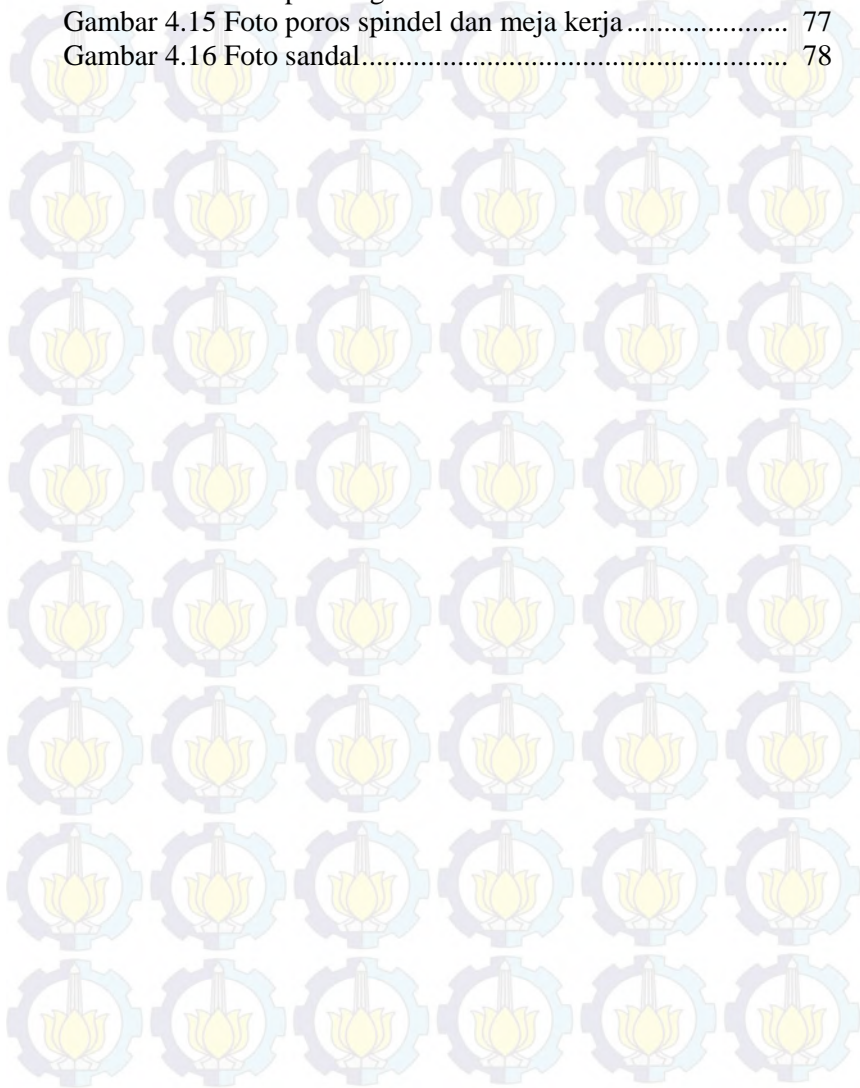
5.1 Kesimpulan	79
5.2 Saran	79

DAFTAR PUSTAKA LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Sandal jepit	5
Gambar 2.2	Proses <i>drilling</i>	7
Gambar 2.3	Gaya pemotongan pada proses <i>drilling</i>	8
Gambar 2.4	Konstruksi belt dan puli.....	12
Gambar 2.5	Diagram pemilihan v-belt	13
Gambar 2.6	Ukuran penampang v-belt.....	14
Gambar 2.7	Poros, pasak dan hub	21
Gambar 2.8	Ketika poros berputar	22
Gambar 2.9	Pasak standar	22
Gambar 2.10	Kedudukan pasak pada porosnya.....	23
Gambar 2.11	Pasak yang mendapat tegangan	24
Gambar 2.12	Luasan tegangan geser dan kompresi	26
Gambar 2.13	Panjang pasak	26
Gambar 2.14	Konstruksi Poros dengan Bearing	27
Gambar 2.15	Rolling bearing	28
Gambar 3.1	Flow Chart Metodologi Perencanaan	33
Gambar 3.2	Diagram alir prosedur pengoperasian mesin	36
Gambar 3.3	Sket Mesin	37
Gambar 3.4	Sket sandal	38
Gambar 4.1	Lingkaran merchant	43
Gambar 4.2	Free body diagram	58
Gambar 4.3	Detail gaya yang terdapat pada puli v-belt	59
Gambar 4.4	Diagram bidang potong	60
Gambar 4.5	Gambar potongan I-I	61
Gambar 4.6	Gambar potongan II-II.....	62
Gambar 4.7	Gambar potongan III-III	63
Gambar 4.8	Diagram gaya geser bidang horisontal.....	65
Gambar 4.9	Diagram momen bidang horisontal	65
Gambar 4.10	Luasan untuk tegangan geser.....	68
Gambar 4.11	Luasan untuk tegangan kompresi	69
Gambar 4.12	Foto pandangan depan	75

Gambar 4.13 Foto pandangan samping kanan.....	76
Gambar 4.14 Foto pandangan atas	77
Gambar 4.15 Foto poros spindel dan meja kerja	77
Gambar 4.16 Foto sandal.....	78



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Geometri pahat (<i>Conventional Twist Drill</i>).....	10
Tabel 2.2	Baja karbon untuk konstruksi mesin	19
Tabel 2.3	Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing	28
Tabel 2.4	<i>Ball bearing service factors</i> , F_s	31
Tabel 3.1	Ukuran sandal berdasarkan survei	38
Tabel 4.1	Hasil percobaan alat	74

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini, perkembangan industri kecil dan menengah di Indonesia semakin pesat, salah satunya adalah industri pengerajin sandal. Dalam produksinya, industri pengerajin sandal setiap harinya harus mampu mencukupi pesanan paling sedikit 500 pasang sandal. Hal ini dikarenakan permintaan konsumen yang terus meningkat akibat munculnya model-model sandal yang menarik.

Dalam proses pembuatan sandal, proses pelubangan merupakan salah satu proses yang membutuhkan waktu relatif lama. Hal ini dikarenakan sistem yang digunakan masih manual yaitu menggunakan tenaga manusia dengan alat bantu yang sangat sederhana. Akibatnya, sebagian permintaan pasar tidak dapat terpenuhi. Maka untuk meningkatkan efisiensi proses pelubangan sandal Tugas Akhir dirancang dengan judul ***“Rancang Bangun Mesin Drill dengan 6 Spindel untuk Proses Pelubangan Sandal”***. Pada mesin *drill* pelubang sandal menggunakan motor listrik sebagai penggerak, mata bor sebagai pelubang dan menggunakan sistem injak sebagai proses pengoperasiannya.

1.2 Rumusan Masalah

Dengan mengetahui latar belakang yang ada, maka dapat disimpulkan permasalahan yang muncul adalah :

1. Bagaimana menentukan besar gaya dan daya serta menghitung elemen-elemen mesin yang terdapat pada mesin *drill* pelubang sandal ?
2. Bagaimana cara mendesain dan mewujudkan ***“Rancang Bangun Mesin Drill dengan 6 Spindel untuk Proses Pelubangan Sandal”*** ?
3. Berapa kapasitas dari mesin *drill* pelubang sandal ?

1.3 Tujuan dan Manfaat

Berikut merupakan tujuan Tugas Akhir yang ingin dicapai:

1. Untuk mengetahui berapa besar gaya dan daya serta elemen-elemen mesin yang terdapat pada mesin *drill* pelubang sandal.
2. Untuk mendesain dan mewujudkan ***“Rancang Bangun Mesin Drill dengan 6 Spindel untuk Proses Pelubangan Sandal”***.
3. Untuk mengetahui berapa kapasitas dari mesin *drill* pelubang sandal.

Berikut merupakan manfaat Tugas Akhir yang ingin dicapai:

1. Proses pelubangan sandal menggunakan mesin pelubang sandal dengan 6 spindel akan lebih efektif dari segi waktu karena dapat menghasilkan 6 lubang dalam sekali proses pelubangan.
2. Mahasiswa dapat secara langsung menerapkan ilmu yang didapat dari bangku perkuliahan yang diharapkan dapat bermanfaat bagi masyarakat.

1.4 Batasan Masalah

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan-batasan masalahnya, yaitu mengenai ***“Rancang Bangun Mesin Drill dengan 6 Spindel untuk Proses Pelubangan Sandal”***. Dimana dalam batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya dapat dijadikan acuan dalam pembahasan penulisan. Diantara parameter-parameter tersebut adalah :

1. Jenis material sandal yang digunakan adalah spon EVA dengan tebal 15 mm dan telah diplong membentuk profil sandal.
2. Mata pahat dimodifikasi khusus karena digunakan untuk mengedril sandal dengan diameter besar 14 mm dengan panjang potong 4 mm dan diameter kecil 5 mm dengan panjang potong 11 mm.
3. Panas yang timbul akibat proses drilling diabaikan.
4. Analisa kekuatan rangka mesin diasumsikan aman.

5. Perhitungan analisa meliputi perencanaan gaya, daya dan elemen-elemen mesin yang terdapat pada mesin dill pelubang sandal.

1.5 Metode Penulisan

Dalam pembuatan ***“Rancang Bangun Mesin Drill dengan 6 Spindel untuk Proses Pelubangan Sandal”*** digunakan langkah-langkah sebagai berikut :

- a. Studi Lapangan
Studi lapangan dilakukan dengan cara berkunjung langsung ke industri pengerajin sandal untuk mencari permasalahan yang terjadi selama proses produksi.
- b. Studi Literatur
Studi literatur dilakukan dengan mempelajari buku pedoman serta hasil publikasi ilmiah, serta melalui penelitian yang berhubungan dengan material sandal dengan tujuan memperoleh dasar teori yang nantinya dapat melengkapi referensi perancangan alat.
- c. Perhitungan Perencanaan
Perhitungan dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakan perhitungan perencanaan, sehingga dapat diketahui mekanisme kerja yang diijinkan agar mesin *drill* pelubang sandal aman dan efisien dalam proses pengoperasiannya.
- d. Analisa Hasil
Analisa dapat dilakukan dengan menguji kapasitas mesin *drill* pelubang sandal.
- e. Kesimpulan
Kesimpulan diperoleh dari hasil perhitungan dan hasil analisa data yang telah dilakukan.

1.6 Sistematika Penulisan

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, dibuat suatu sistematika penulisan. Dengan adanya sistematika penulisan diharapkan penyusunan Tugas Akhir ini akan terstruktur, sehingga nantinya akan mudah dibaca dan dipahami. Penyusunan Tugas Akhir ini dibagi dalam lima bab, secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan Tugas Akhir.

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan Tugas Akhir.

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja alat tersebut.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai perhitungan dan perencanaan mesin *drill* pelubang sandal.

BAB V KESIMPULAN

Pada bab ini dijelaskan tentang kesimpulan yang diambil dari hasil proses perencanaan mesin serta penganalisaan pada hasil dari mekanisme kerja mesin *drill* pelubang sandal.

BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatarbelakangi perencanaan, nantinya akan digunakan dalam perhitungan berdasarkan referensi, yaitu meliputi proses *drilling*, geometri pahat, belt dan puli, poros dan pasak, serta bearing (bantalan) yang terdapat pada mesin *drill* pelubang sandal.

2.1 Sandal

Sandal jepit adalah sandal yang terbuat dari karet sintetis (spon EVA) dengan tali sandal berbentuk huruf “V” terbalik, terletak pada bagian depan dan bagian belakang sandal. Sandal jepit memiliki berbagai macam warna yang menarik dan pada umumnya bagian bawah sandal rata (tidak memiliki hak). Selain digunakan dalam ruangan atau kamar mandi, sandal jepit juga digunakan di luar rumah pada kesempatan yang tidak resmi.



Gambar 2.1 Sandal jepit

http://id.wikipedia.org/wiki/Sandal_jepit

Pembuatan sandal jepit melalui beberapa proses, yaitu :

1. Proses pengeplongan untuk membentuk profil sandal
2. Proses embos

3. Proses sablon
4. Proses pengeleman bagian atas sandal dengan bagian bawah (alas)
5. Proses pelubangan sebagai tempat tali sandal jepit
6. Proses pemasangan tali sandal jepit.

2.2 Drilling

Proses *drilling* adalah proses pembuatan lubang dengan diameter dan kedalaman tertentu pada benda kerja dengan mata bor sebagai pahat potongnya. (<http://www.mesin-teknik.blogspot.com>)

Gerak makan dapat dipilih bila mesin drill mempunyai sistem gerak makan dengan tenaga motor (power feeding). Untuk jenis gurdi bangku, gerak makan tersebut tidak dapat dipastikan karena tergantung pada kekuatan tangan untuk menekan lengan poros utama, lihat Gambar 2.2.

Dari Gambar 2.2 dapat diturunkan rumus untuk beberapa elemen pada proses *drilling*, yaitu :

Benda kerja : l_w = panjang pemotongan benda kerja (mm)

Pahat : d = diameter gurdi (mm)
 k_f = sudut potong utama (°)
 $= \frac{1}{2}$ sudut ujung (point angle)

Mesin gurdi : n = putaran poros utama (rpm)
 v_f = kecepatan makan (mm/min)

Elemen proses *drilling* adalah :

(Sumber : Taufiq Rochim, 1993 : 18-19)

1. Kecepatan potong (m/min)

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} \dots\dots\dots(2.1)$$

2. Gerak makan (mm/r)

$$f_z = v_f / (n \cdot z) \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana, z (jumlah mata potong) = 2

3. Kedalaman potong (mm)

$$a = d/2 \dots\dots\dots(2.3)$$

4. Waktu pemotongan (min)

$$t_c = l_{total}/v_f \dots\dots\dots(2.4)$$

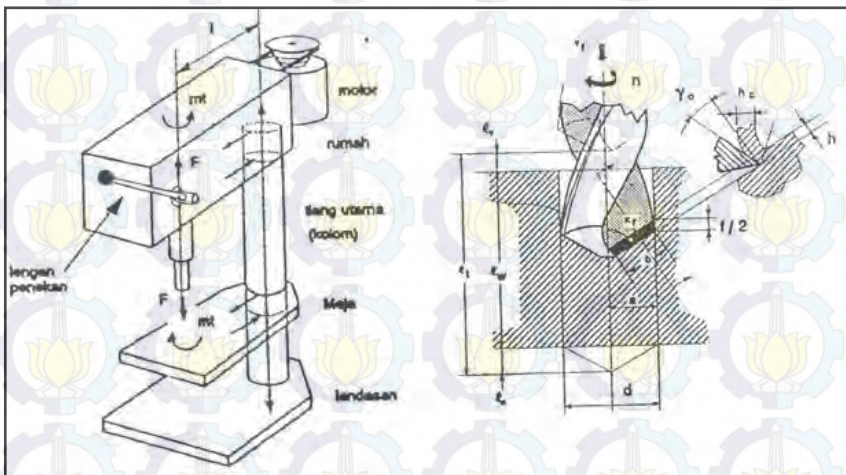
Dimana, $l_{total} = l_v + l_w + l_n$; mm

$$l_v = l_n$$

$$l_n \geq (d/2) / \tan k_f ; \text{ mm}$$

5. Kecepatan penghasilan geram (cm³/min)

$$Z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{vf}{1000} \dots\dots\dots(2.5)$$

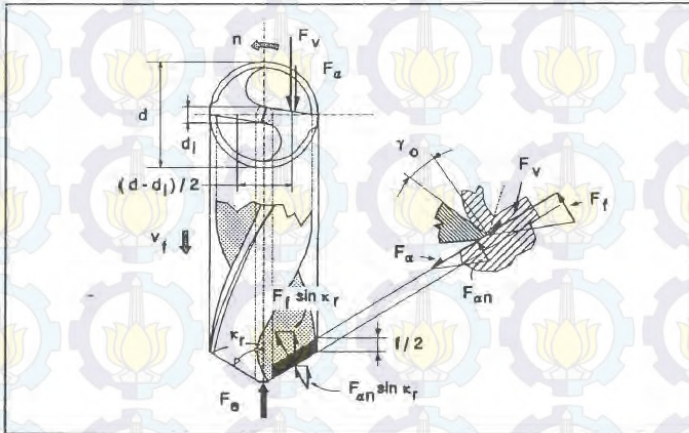


Gambar 2.2 Proses *drilling*

2.2.1 Gaya Pemotongan Pada Proses *drilling*

Pada proses *drilling*, pahat mempunyai dua mata potong, gaya pemotongan pada salah satu mata potong dapat diuraikan menjadi dua komponen yaitu F_v (Gaya Potong) dan F_f (Gaya Makan). Dapat dilihat pada Gambar 2.3. Untuk proses *drilling* dengan mesin

drill bangku ataupun mesin *drill* tangan, maka pahat *drill* harus ditekan dengan tekanan yang cukup besar supaya pahat *drill* dapat bergerak menembus benda kerja. Penekanan tersebut berfungsi untuk melawan gaya ekstrusi yang cukup besar diujung pahat *drill* serta untuk melawan gesekan pada bidang utama/ mayor bagi kedua mata potong. (Sumber : Taufiq Rochim, 1993 : 39)



Gambar 2.3 Gaya pemotongan pada proses *drilling*

Berikut adalah gaya potong (F_v) pada proses *drilling* :

$$F_v = \frac{F_s \cos (\eta - \gamma_o)}{\sin \phi \cdot \cos (\phi + \eta - \gamma_o)} \quad (2.6)$$

Dimana :

- F_s = gaya geser; N
- $= \tau_{shi} \times A_{shi}$
- τ_{shi} = Tegangan geser material
- A_{shi} = Luas penampang bidang geser
- ϕ = sudut geser
- η = sudut gesek
- γ_o = sudut geram

Berikut merupakan gaya makan (F_f) pada proses *drilling* :

$$F_f = F_v \tan (\eta - \gamma_o) \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana :

F_v = gaya potong; N

η = sudut gesek

γ_o = sudut geser

2.2.2 Daya Pemotongan pada Proses *Driling* (N_1)

Daya potong dalam proses pembentukan geram ditentukan oleh gaya pemotongan dengan kecepatan pemotongan (kecepatan pahat relatif terhadap benda kerja), atau momen puntir pada pahat dengan kecepatan putarannya, maka daya pemotongan untuk proses *drilling* adalah :

(Sumber : Taufiq Rochim, 1993 : 42-47)

$$N_I = \frac{M_t . 2\pi . n}{60.000.000} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana :

N_1 = daya potong ; kW

M_t = momen puntir ; N.mm

$$M_t = F_t \frac{d+d_1}{2}$$

n = putaran ; rpm

2.2.3 Pengaruh Geometri Pahat

Harga sudut yang dianjurkan sesuai dengan umur pahat optimum pada kecepatan potong tertentu adalah $k_f = 59^\circ$ s.d. 68° dan $\alpha_f = 20^\circ$ s.d. 22° . Bagi material benda kerja jenis yang lain diperlukan harga sudut yang berbeda demi untuk mencapai kondisi yang optimum ditinjau dari segi umur pahat. Tabel 2.1 merupakan petunjuk geometri pahat untuk proses *drilling* yang dianjurkan (geometri standar) untuk berbagai jenis benda kerja.

Tabel 2.1 Geometri pahat (*Conventional Twist Drill*) yang dianjurkan

Benda Kerja	$2\phi_1$	γ_1	ϕ_1	Sketsa gundi	Menurut DIN 1836
Baja u 900 N/mm ²	118°	20°-30°	19°-25°		N
Baja u 900 N/mm ²	125°-145°	20°-30°	7°-15°		N
Baja keras (manganese) kondisi austenititic	135°-150°	10°-25°	7°-15°		H
Besi tuang	90°-135°	18°-25°	7°-12°		N
Kuningan	118°	12°	10°-15°		H
Tembaga	100°-118°	20°-30°	10°-15°		N
Aluminium	90°-140°	17°-45°	12°-18°		W
Plastik lunak	118°-140°	30°-40°	15°-20°		W
Plastik keras	80°-118°	10°-20°	12°-15°		H
Karet keras	80°-118°	10°-15°	12°-15°		H
Batu, Marmer	80°	10°-15°	7°-12°		H

(Sumber : Taufiq Rochim, 1993 : 206-208)

2.3 Daya untuk momen Inersia (N_2)

Daya untuk momen inersia atau yang biasa disebut dengan daya kelembaman merupakan daya yang dibutuhkan oleh benda-

benda yang berputar. Sebelum mencari daya untuk momen inersia yang harus diketahui adalah momen inersia poros dan kecepatan sudut. Poros yang akan digunakan adalah poros pejal, sehingga dapat dihitung menggunakan rumus berikut :

$$I = m \cdot r^2 \dots \dots \dots (2.9)$$

Dimana :

I = Momen inersia ; kg.m^2
 m_{poros} = Massa poros ; kg
 r = Jari-jari poros ; m^2

Setelah momen inersia poros diketahui kemudian mencari kecepatan sudut. Kecepatan sudut dapat dihitung menggunakan rumus berikut :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dimana :

ω = Kecepatan sudut ; rad/s
 n_2 = Putaran poros spindel ; rpm

Setelah momen inersia dan kecepatan sudut telah diketahui, maka daya untuk momen inersia dapat dihitung menggunakan rumus berikut :

$$N_2 = I \cdot \omega^2 / t \dots \dots \dots (2.11)$$

Dimana :

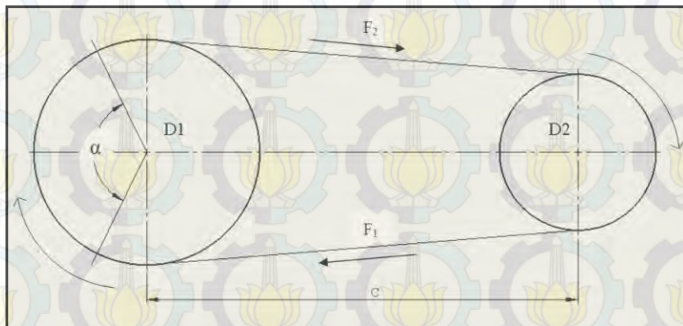
N_2 = Daya untuk momen inersia ; kW
 I = Momen inersia ; kg.m^2
 ω = Kecepatan sudut ; rad/s
 t = Waktu yang dibutuhkan dari kondisi diam sampai putaran konstan ; s

2.4 Belt dan Puli

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan rantai dan roda gigi. Belt terpasang pada dua buah puli atau lebih, puli pertama sebagai penggerak sedangkan puli kedua sebagai puli yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-belt dengan penampang melintang berbentuk trapesium.

Jenis V-belt terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. V-belt dibelitkan dikelilingi alur pule yang berbentuk V-belt pula.

(Sumber : Sularso, 2002 : 168)



Gambar 2.4 Konstruksi belt dan puli

2.4.1 Daya dan Momen Perencanaan

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan momen untuk perencanaan dinaikan sedikit dari daya total yang dibutuhkan oleh mesin drill pelubang sandal (N_{total}), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (P_d) yang dapat dinyatakan dengan persamaan :

(Sumber : Sularso, 2002 : 7)

$$P_d = f_c \cdot N_{total} \dots \dots \dots (2.12)$$

Dimana :

P_d = daya perencanaan ; kW

f_c = factor koreksi (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

N_{total} = daya total yang dibutuhkan oleh mesin drill pelubang sandal ; kW

Hubungan antara daya dan torsi dapat digunakan persamaan:

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dimana :

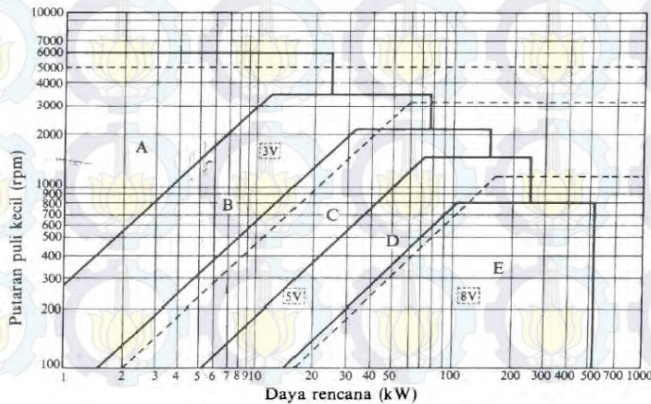
T = Torsi ; kgf.mm

P_d = Daya perencanaan ; kW

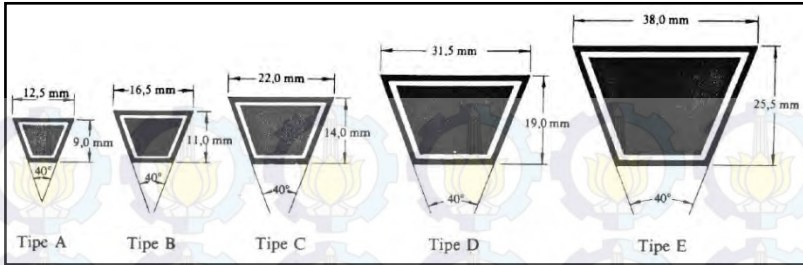
n = Putaran motor atau putaran poros spindel ; rpm

2.4.2 Pemilihan Belt

Belt dipilih berdasarkan daya perencanaan (P_d) dan putaran puli kecil (n_2), dengan menggunakan Gambar 2.5 maka jenis belt yang sesuai akan diperoleh. (Sumber : Sularso, 2002 : 164)



Gambar 2.5 Diagram pemilihan v-belt



Gambar 2.6 Ukuran penampang v-belt

2.4.3 Pemilihan atau Perhitungan Diameter

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter puli, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran (i).

(Sumber : Sularso, 2002 : 166)

$$i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1} \dots\dots\dots (2.14)$$

Dimana :

D_1 = Diameter puli penggerak/ puli pada motor ; mm

D_2 = Diameter puli yang digerakkan ; mm

n_1 = Putaran motor ; rpm

n_2 = Putaran motor setelah ditransmisikan/ putaran pada spindel ; rpm

2.4.4 Kecepatan Linier (Keliling)

Besarnya kecepatan keliling yang biasa dilambangkan “v” dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$v = \frac{\pi . D_1 . n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana :

v = Kecepatan linier ; m/s

D_1 = Diameter puli penggerak/ puli pada motor ; mm

n_1 = Putaran motor ; rpm

2.4.5 Jarak Sumbu Poros (C) dan Panjang Belt (L)

Jarak kedua sumbu poros dan panjang belt saling berhubungan, untuk kontruksi *open belt drive* tersebut dapat dilihat pada persamaan berikut : (Sumber : Sularso, 2002 : 168)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_2 - D_1)^2 \dots\dots\dots(2.16)$$

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran belt, namun untuk mendapatkan ukuran belt yang panjangnya sama persis dengan hasil perhitungan umumnya sulit. Bila panjang belt sudah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana : $b = 2L - \pi(D_1 + D_2)$

2.4.6 Tarikan pada Belt

Besarnya gaya tarik efektif F_e (kg) untuk menggerakkan puli yang digerakkan adalah : (Sumber : Sularso, 2002 : 171)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} \dots\dots\dots(2.18)$$

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.19)$$

Dimana :

F_e = Gaya tarik efektif ; kgf

f = Koefisien gesek (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

α = Sudut kontak ; rad

$$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 60^\circ$$

F_1 = Gaya tarik belt pada bagian yang kencang ;kgf

F_2 = Gaya tarik belt pada bagian yang kendor ; kgf

2.4.7 Tegangan Maksimum pada Belt

Tegangan yang timbul ketika belt sedang bekerja dapat dirumuskan sebagai berikut : (Sumber : Dobrovolsky, 1985 : 210)

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{min}} \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana :

- σ_0 = Tegangan awal ; kgf/cm²
- F_e = Gaya efektif ; kgf
- A = Luas penampang belt ; cm²
= b.h (b = lebar belt, h = tebal belt)
- γ = Berat jenis ; kg/dm³
- v = Kecepatan keliling ; m/s
- g = Gaya gravitasi ; m/s
- E_b = Modulus elastisitas bahan belt; kgf/cm²
- h = Tebal v-belt; mm
- D_{min} = Diameter puli yang kecil; mm

2.4.8 Umur Belt

Umur belt dapat dihitung dengan rumus umum sebagai berikut : (Sumber : Dobrovolsky, 1985 : 238)

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana :

- H = Umur belt ; jam
- N_{base} = Basis dari fatigue test yaitu 10⁷ cycle
- σ_{max} = Tegangan maksimum yang timbul; kgf/cm²
- u = Jumlah putaran per detik, atau v/L
- v = kecepatan; m/s
- L = panjang belt; m
- X = Jumlah puli yang berputar

Nilai σ_{fat} dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt :

1. Untuk V-belt nilai $m = 8$
2. $N_{base} = 10^7$ cycle, maka harga σ_{fat} adalah :
Untuk V-belt : $\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$

2.5 Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting, hampir setiap mesin mempunyai poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran.

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa kelompok, yaitu :

1. Poros Transmisi (line shaft)

Poros ini mempunyai fungsi utama untuk mentransmisikan daya melalui kopling, roda gigi, belt, rantai dan sebagainya, sehingga mendapat beban puntir dan lentur.

2. Spindel (spindle)

Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus di penuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar (axle)

Poros ini dipasang antara roda – roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban puntir.

4. Poros (Shaft)

Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.

5. Poros Luwes (Flexible shaft)

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

2.5.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Putaran kritis.

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh sebab itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan – bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

2.5.2 Bahan poros

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inchi dipergunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Bila yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347, 3140, 4150, 5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain – lain).
(Sumber : Sularso, 2002 : 3)

Tabel 2.2 Baja karbon untuk konstruksi mesin

Standard dan macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan tarik (kg/mm^2)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	”	52	
	S40C	”	55	
	S45C	”	58	
	S50C	”	62	
	S55C	”	66	
Batang baja yang difrais dingin	S35C - D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibu-but , atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C - D	-	60	
	S55C - D	-	72	

2.5.3 Torsi Poros

Untuk mencari torsi pada poros dapat ditentukan menggunakan rumus :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2} \dots\dots\dots (2.22)$$

Dimana :

T = Momen torsi ; kgf.mm

P_d = Daya perencanaan ; kW

n_2 = Putaran poros spindel ; rpm

2.5.4 Momen Resultan Pada Poros

Untuk mencari momen resultan pada poros dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

(Sumber : Sularso, 2002 : 7)

$$M_r = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana :

M_r = Momen resultan pada poros ; kgf.mm

M_h = Momen pada bidang horizontal ; kgf.mm

M_v = Momen pada bidang vertikal ; kgf.mm

2.5.5 Diameter Poros

Dari data bahan poros telah ditentukan sehingga diperoleh strength yield point (Syp). Dengan data tersebut kemudian dilakukan perhitungan diameter poros dengan persamaan :

(Sumber : Sularso, 2002 : 8)

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}}\right) \cdot \sqrt{(M_r)^2 + T^2}} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dimana :

M_r = Momen resultan pada poros ; kgf.mm

T = Momen torsi ; kgf.mm

d = Diameter poros ; mm
 S_{yp} = Strength yield point ; kg/mm²
 n = Faktor keamanan

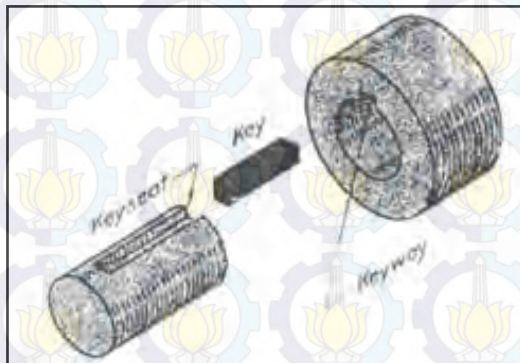
2.6 Pasak

Seperti halnya pada baut dan sekrup, pasak juga digunakan untuk penyambungan yang tidak permanen. Pasak digunakan untuk penyambungan antara poros dengan “hub” (roda gigi, pulley, sprocket, dsb), sehingga ketika poros berputar maka hub akan berputar untuk mentransmisikan daya dari poros.

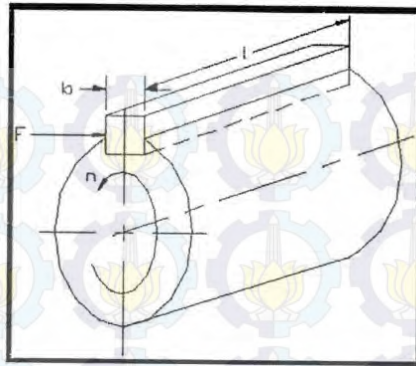
Distribusi tegangan pada pasak dapat diketahui dengan mudah sehingga dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan factor keamanan sebagai berikut :

1. Untuk torsi yang konstan (torque is steady), $sf = 1$
2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah), $sf = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar, terutama bolak-balik, $sf = 4,5$

Sedangkan untuk melindungi “hub” supaya tidak rusak maka panjang dari “hub” dibuat 25% lebih panjang dari ukuran diameter porosnya. Panjang pasak juga dibuat 25% lebih besar dari ukuran diameter porosnya.



Gambar 2.7 Poros, pasak dan hub



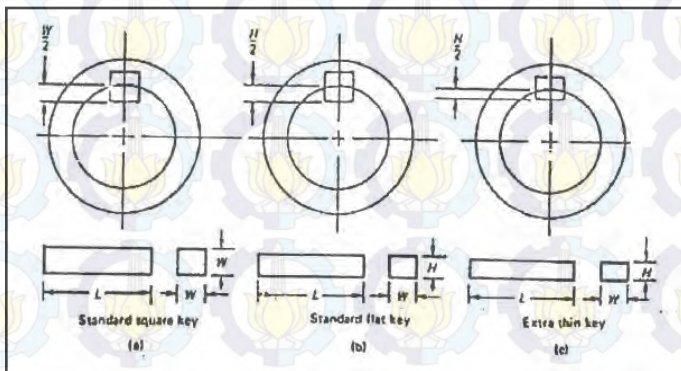
Gambar 2.8 Ketika poros berputar, pasak mendapat gaya F

2.6.1 Variasi/ Bentuk-Bentuk Pasak

Menurut bentuknya, pasak dapat dikelompokkan menjadi : pasak datar (square key), pasak tirus (tapered key), dan pasak setengah lingkaran (wood ruff key).

2.6.2 Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

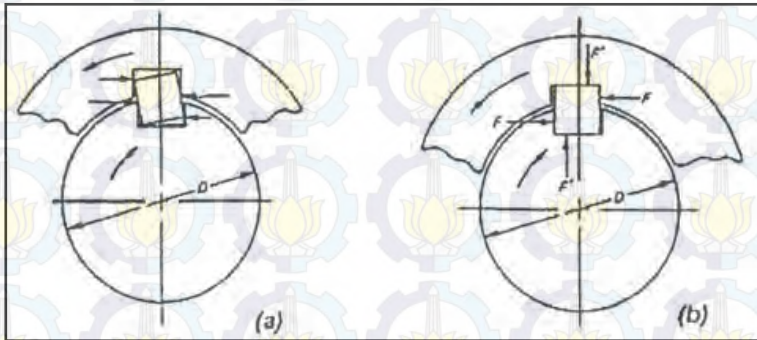
Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi : lebar (W), dan tinggi (H) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros.



Gambar 2.9 Pasak standar bentuk *square*, *flat* dan *extra thin*

2.6.3 Kedudukan Pasak pada Porosnya

Gambar 2.10a menunjukkan posisi pasak yang tidak baik karena adanya toleransi yang tidak memenuhi syarat antara pasak dan lubangnya, terlalu longgar. Hal ini akan menyebabkan distribusi tegangan tidak merata dan kompleks, baik pada pasak maupun pada poros dan hub-nya.



Gambar 2.10 Kedudukan pasak pada porosnya

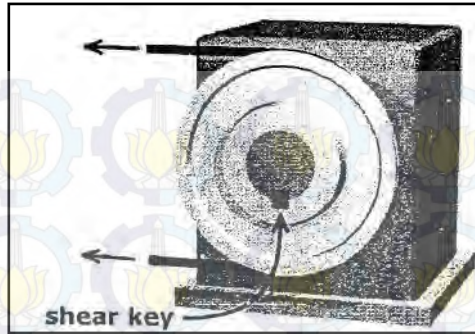
- Kedudukan pasak yang tidak benar
- Kedudukan pasak yang benar

Untuk menghindari terjadinya hal tersebut, maka toleransi harus diperhatikan dengan baik. Pemasangan yang tepat dapat dilihat gambar 2.10b. Membuat distribusi tegangan yang merata di sepanjang pasaknya, dan hal ini akan memudahkan perhitungan-perhitungan pasaknya.

2.6.4 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat

Sesuai dengan gambar 2.10b yaitu pasak terpasang dengan baik pada porosnya, maka analisis perhitungannya dapat dilakukan sebagai berikut. Ketika poros berputar untuk mentransmisikan daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan geser dan tegangan kompresi.

(Sumber : Suhariyanto, 2011 : 91)



Gambar 2.11 Pasak yang mendapat tegangan geser dan kompresi

1. Tinjauan terhadap tegangan geser yang terjadi pada pasak

Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

dimana : $F = \frac{T}{D/2} lb$

A = luas bidang geser pada pasak (dapat dilihat pada gambar 2.12 a)

$$A = W \times L$$

= lebar pasak (W) x panjang (L)

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf} \dots\dots\dots(2.25)$$

2. Tinjauan terhadap tegangan kompresi yang terjadi pada pasak

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub”, dan juga tinggi pasak (H) sama dengan lebarnya (W) atau (H = W).

Tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah :

$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

dimana : $F = \frac{T}{0,5 D}$

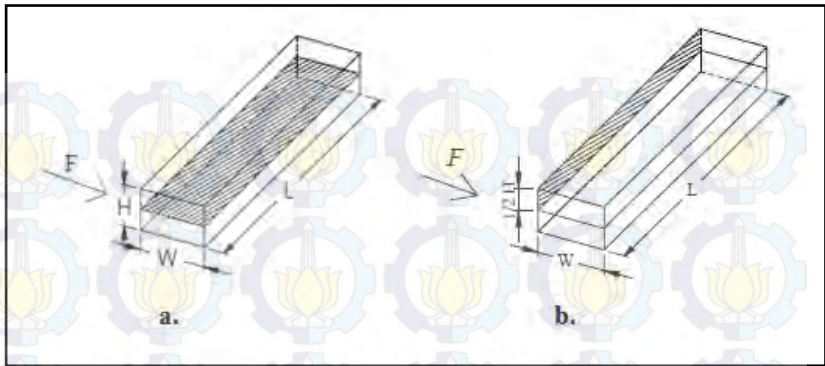
A = luas bidang geser pada pasak (dapat dilihat pada gambar 2.12 b)
= 0,5 H x L

$$\sigma_c = \frac{2T}{0,5 H.L.D} = \frac{4.T}{W.L.D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

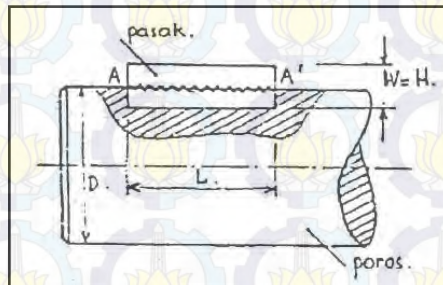
$$\sigma_c = \frac{4.T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{ypc}}{sf} \dots\dots\dots(2.26)$$

Dari kedua tinjauan tegangan diatas, maka besarnya panjang pasak (L) dapat dihitung. Panjang yang dihasilkan ini merupakan panjang minimum namun aman terhadap tegangan-tegangan tersebut.



Gambar 2.12 Luasan tegangan geser dan kompresi

- a. Luasan untuk tegangan geser
- b. Luasan untuk tegangan kompresi



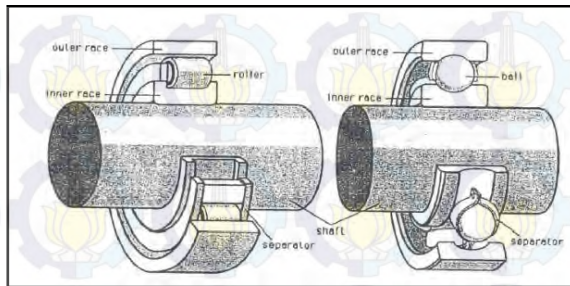
Gambar 2.13 Panjang pasak (L)

2.7 Bantalan (Bearing)

2.7.1 Pengertian Bearing

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk memperkecil kerugian daya akibat gesekan. Bearing harus kuat dan kokoh untuk menahan gaya yang terjadi pada poros. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat bekerja sebagaimana mestinya. Konstruksi antara poros

dengan bearing dapat dilihat pada Gambar 2.14. Pada sub bab ini yang akan dibahas adalah rolling bearing.

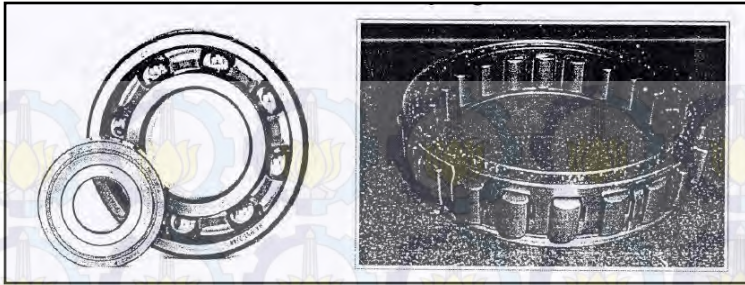


Gambar 2.14 Konstruksi poros dengan bearing

2.7.2 Rolling Bearing

Pada bearing ini terjadi gesekan antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam melalui elemen gelinding yang berbentuk bola atau peluru, rol atau rol jarum dan rol bulat. Rolling bearing pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil putaran tinggi, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang kompleks dan ketelitiannya yang tinggi, maka rolling bearing hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Harganya pada umumnya lebih mahal daripada journal bearing. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, rolling bearing diproduksi menurut standar tertentu dengan berbagai ukuran dan bentuk.

Keunggulan bearing ini adalah gesekannya yang sangat rendah dan pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk, bahkan pada bearing tertentu yang memakai seal sendiri tak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi, namun karena adanya gesekan elemen gelinding dan sangkar, maka pada putaran tinggi bearing ini agak gaduh dibandingkan dengan journal bearing.



Gambar 2.15 Rolling bearing (ball bearing dan roller bearing)

2.7.3 Gesekan dan Prediksi Umur Rolling Bearing

1. Gesekan pada Rolling Bearing

Walaupun rolling bearing disebut bearing anti gesekan (anti friction bearing), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen bearing, yaitu : ring luar, bola atau rol, dan ring dalamnya. Koefisien gesek (f) dapat dilihat pada Tabel 2.3 yang didasarkan atas tipe bearingnya, serta kondisinya dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian yang bertahun-tahun.

Tabel 2.3 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

(Sumber : Deutchman, 1975 : 482)

Akibat adanya gesekan dapat menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus :

(Sumber : Deutchman, 1975 : 482)

$$f_{HP} = \frac{Tf.n}{63.025} = \frac{f.Fr.d.n}{126.050} \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

- f_{HP} = Daya yang hilang karena gesekan ; HP
- T_f = Torsi akibat gesekan ; lbf.in
- F_r = Gaya radial pada bearing ; lbf
- f = koefisien gesek (Tabel 2.3)

2. Prediksi Umur Bearing

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dimana :

- L_{10h} = Umur bearing ; jam-kerja
- C = Beban dinamis ; lbf (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)
- n = Putaran poros ; rpm
- P = Beban Ekvivalen (*equivalent load*)
- b = konstanta yang tergantung tipe beban ($b = 3$ untuk ballbearing dan $b = 3,33$ untuk *rolling bearing*)

3. Beban Ekvivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufactures Assosiation*) yang dimaksud dengan beban ekvivalen adalah beban radial yang konstan yang

bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luar yang berputar. Sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots(2.29)$$

Dimana :

P = Beban ekuivalen ; lbf

F_r = Beban radial ; lbf

F_a = Beban aksial ; lbf

V = Faktor putaran (konstan) bernilai :
= 1,0 untuk ring dalam berputar
= 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = Konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Y = Konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Bila faktor beban kejut dimasukkan maka rumus diatas menjadi :

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \dots\dots\dots(2.30)$$

Dimana : F_s = Konstanta kondisi beban, dapat dilihat pada Tabel 2.4

Tabel 2.4 *Ball bearing service factors, F_s*

No	Type of service	Multiply calculated load by following Factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

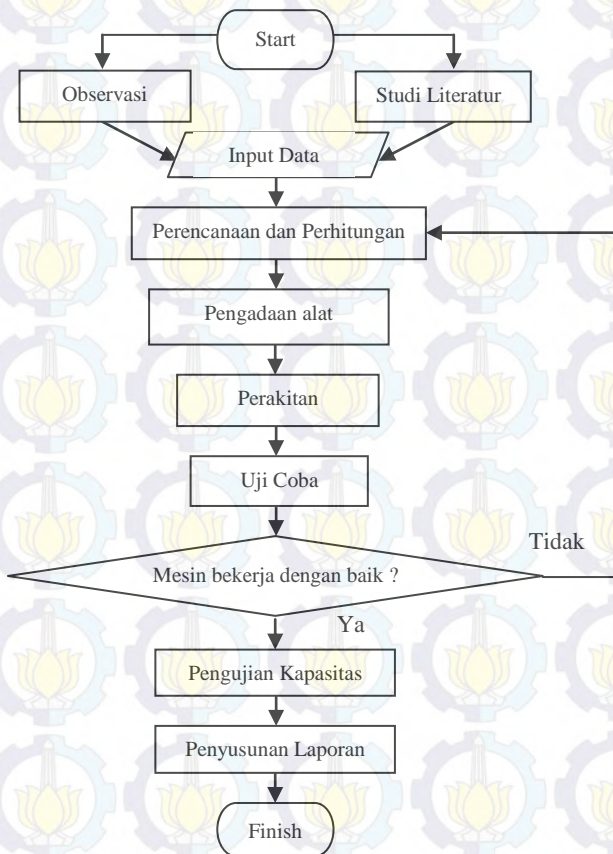


BAB III

METODOLOGI

3.1 Flow Chart

Secara keseluruhan, proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir atau flow chart di bawah ini.



Gambar 3.1 Flow chart metodologi perencanaan

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Drill dengan 6 Spindel untuk Proses Pelubangan Sandal

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

1. Observasi

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

2. Studi literatur

Pada studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan mesin *drill* pelubang sandal ini yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, publikasi-publikasi ilmiah, dan survei mengenai komponen-komponen di pasaran.

3. Input Data

Input data merupakan proses pengumpulan data yang didapatkan pada saat observasi dan studi literatur. Dari observasi didapatkan data bahan untuk sandal yaitu spon EVA dan dari studi literatur didapatkan data mengenai proses *drilling* dan semua yang berkaitan dengan proses pelubangan sandal.

4. Perencanaan dan perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan di rancang ini adalah *Mesin Drill dengan 6 Spindel untuk Proses Pelubangan Sandal*.

5. Pengadaan alat

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat.

6. Perakitan

Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

7. Uji coba

Setelah alat selesai dibuat, lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Apabila kinerja alat tersebut tidak sesuai dengan harapan, maka akan dilakukan perencanaan ulang terhadap sistem ini. Apabila hasilnya sesuai dengan harapan, maka akan diteruskan untuk pengujian kapasitas.

8. Uji kapasitas

Dalam tahapan ini, dilakukan pengujian kapasitas. Dalam pengujian nanti akan dicatat waktu yang diperlukan dalam satu kali proses pelubangan sandal, sehingga dapat diketahui kapasitas produk yang dihasilkan oleh mesin *drill* pelubang sandal.

9. Pembuatan laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin *drill* pelubang sandal, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

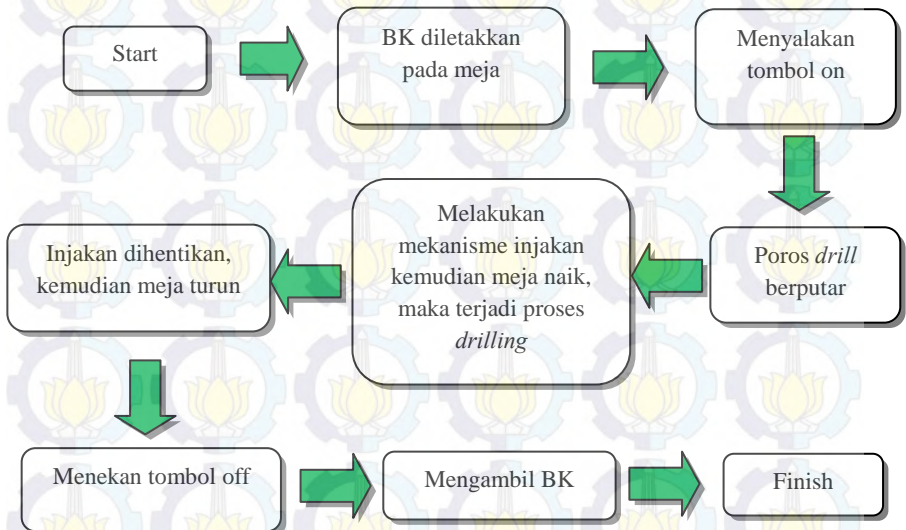
3.3 Prosedur Melubangi Sandal Menggunakan Mesin Drill Pelubang Sandal

Setelah mesin pelubang sandal selesai dirancang bangun, maka dilakukan proses pelubangan sandal dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Benda kerja berupa spon Eva yang telah diplong dan membentuk profil sandal dengan ukuran sandal 42 dan tebal 15 mm. kemudian meletakkan profil sandal tersebut pada meja mesin *drill* pelubang sandal. Pada meja telah disiapkan tempat untuk meletakkan profil sandal agar pada saat dilakukan proses *drilling* sandal tidak berubah posisi.

2. Menyalakan tombol on dan motor akan berputar kemudian motor akan memutar ke enam spindel dengan transmisi belt dan puli.
3. Menginjak pijakan yang telah terhubung pada meja, sehingga meja terangkat dan profil sandal akan mengenai mata bor.
4. Proses *drilling* berlangsung dan dihentikan jika ukuran lubang telah terpenuhi yaitu panjang lubang kecil 11 mm dan panjang lubang besar 4 mm. Pada mesin dilengkapi *stopper* yang dapat diatur sesuai dengan panjang lubang yang diinginkan.
5. Menghentikan injakan ketika profil sandal telah menyentuh *stopper*.
6. Mesin dimatikan dengan menekan tombol off.
7. Selesai.

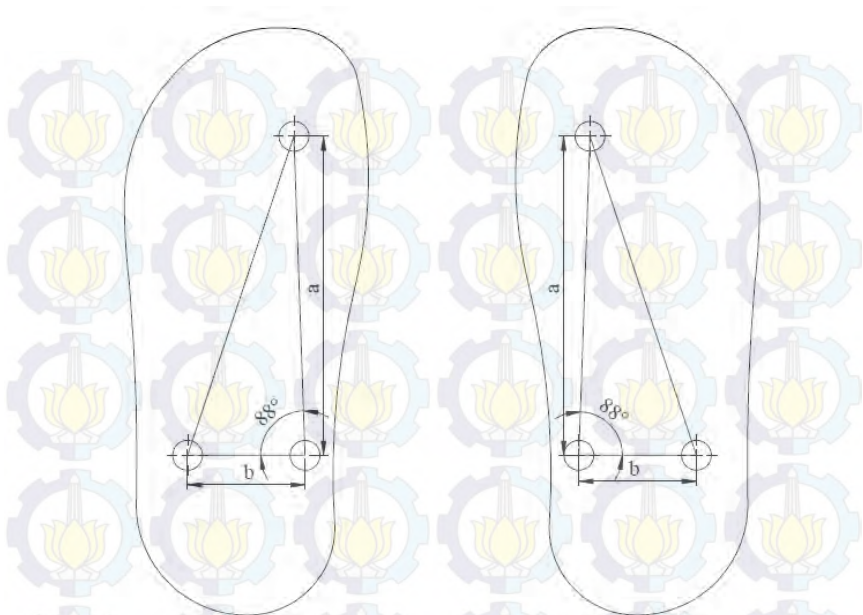
Untuk lebih jelas dapat dilihat pada diagram alir berikut :



Gambar 3.2 Diagram alir prosedur pengoperasian mesin



Gambar 3.3 Sket mesin



Gambar 3.4 Sket sandal

Tabel 3.1 Ukuran sandal berdasarkan survei

No.	Ukuran Sandal	Jarak (a)	Jarak (b)
1.	42	149mm	55mm
2.	41	143mm	52mm
3.	40	140mm	50mm
4.	39	133mm	49mm
5.	38	130mm	48mm
6.	37	127mm	47mm
7.	36	123mm	47mm
8.	35	117mm	46mm
9.	34	113mm	45mm

(Sumber : home industry sandal wedoro “Pak Maskur”)

BAB IV

PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dan perencanaan mesin *drill* pelubang sandal, yaitu menganalisa gaya dan daya yang nantinya dibutuhkan oleh mesin agar dapat berjalan dan berfungsi seperti yang diharapkan. Perhitungan yang akan dibahas pada bab 4 ini yaitu mengenai daya motor yang dibutuhkan untuk proses *drill* sandal dan perhitungan perencanaan elemen mesin yang mendukung dalam perencanaan mesin *drill* pelubang sandal, sehingga aman dalam pengoperasiannya.

4.1 Drilling

Proses *drilling* adalah proses pembuatan lubang dengan diameter dan kedalaman tertentu pada benda kerja dengan mata bor sebagai pahat potongnya. (<http://www.mesin-teknik.blogspot.com>)

Pada proses *drilling* yang akan dianalisa meliputi elemen proses *drilling*, gaya dan daya pemotongan pada proses *drilling*.

4.1.1 Elemen Proses Drilling

Pada proses pelubangan sandal menggunakan mesin *drill* pelubang sandal ini akan menghasilkan lubang pada spon sandal dengan diameter kecil 5 mm, panjang 11 mm dan diameter besar 14 mm dengan panjang 4 mm. Elemen proses *drilling* yang akan dianalisa meliputi kecepatan potong, kecepatan makan, kedalaman potong, waktu pemotongan dan kecepatan penghasilan geram yang dapat dihitung menggunakan persamaan 2.1-2.5. Berikut adalah elemen proses *drilling* pada mesin *drill* pelubang sandal :

Untuk lubang dengan diameter 5mm, data yang diketahui :

Diameter mata bor (d) = 5 mm

Panjang pemotongan (lw) = 11 mm

Putaran spindel (n_2) = 3600 rpm

Gerak makan (f) $= 0,05 \text{ mm/r}$

Sudut potong utama (k_f) $= \frac{118^\circ}{2} = 59^\circ$

Jumlah mata potong (z) $= 2$

1. Kecepatan Potong (v); m/min

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{1000}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 5 \text{ mm} \cdot 3600 \text{ rpm}}{1000}$$

$$= 56,52 \text{ m/min}$$

2. Kecepatan Makan (v_f); mm/min

$$v_f = f \cdot n_2 \cdot z$$

$$= 0,05 \text{ mm/r} \cdot 3600 \text{ rpm} \cdot 2$$

$$= 360 \text{ mm/min}$$

3. Kedalaman Potong (a); mm

$$a = \frac{d}{2}$$

$$= \frac{5 \text{ mm}}{2} = 2,5 \text{ mm}$$

4. Waktu Pemotongan (t_c); min

$$t_c = \frac{l_{total}}{v_f}$$

dimana, $l_{total} = l_v + l_w + l_n$

$$l_v = l_n$$

$$l_n \geq \frac{d/2}{\tan k_f}$$

$$l_n \geq \frac{5 \text{ mm} / 2}{\tan 59^\circ}$$

$$l_n \geq 1,5 \text{ mm}$$

sehingga, $l_{total} = l_n + l_w$

$$= 1,5 \text{ mm} + 11 \text{ mm} = 12,5 \text{ mm}$$

Sehingga waktu pemotongan yang dibutuhkan untuk mengedril spon dengan diameter lubang 5 mm dan panjang pemotongan 11 mm adalah :

$$t_c = \frac{l_{total}}{v_f}$$

$$= \frac{12,5 \text{ mm}}{360 \text{ mm/min}}$$

$$= 0,034 \text{ min} = 2,04 \text{ detik}$$

5. Kecepatan Penghasilan Geram (Z); cm^3/min

$$Z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \frac{vf}{1000}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 5^2 \text{ mm}}{4} \frac{360 \text{ mm/min}}{1000}$$

$$= 7,056 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Untuk lubang dengan diameter 14mm, data yang diketahui :

Diameter mata bor (d) = 14 mm

Panjang pemotongan (lw) = 4 mm

Putaran spindel (n_2) = 3600 rpm

Gerak makan (f) = 0,05 mm/r

Sudut potong utama (k_f) = $\frac{118^\circ}{2} = 59^\circ$

Jumlah mata potong (z) = 2

1. Kecepatan Potong (v); m/min

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{1000} \\ &= \frac{3,14 \cdot 14 \text{ mm} \cdot 3600 \text{ rpm}}{1000} \\ &= 158,25 \text{ m/min} \end{aligned}$$

2. Kecepatan Makan (v_f); mm/min

$$\begin{aligned} v_f &= f \cdot n_2 \cdot z \\ &= 0,05 \text{ mm/r} \cdot 3600 \text{ rpm} \cdot 2 \\ &= 360 \text{ mm/min} \end{aligned}$$

3. Kedalaman Potong (a); mm

$$\begin{aligned} a &= \frac{d}{2} \\ &= \frac{14 \text{ mm}}{2} = 7 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Waktu Pemotongan (t_c); min

$$t_c = \frac{l_{total}}{v_f}$$

dimana, $l_{total} = l_v + l_w + l_n$

$$l_v = l_n$$

$$l_n \geq \frac{d/2}{\tan k_f}$$

$$l_n \geq \frac{14 \text{ mm} / 2}{\tan 59^\circ}$$

$$l_n \geq 4,2 \text{ mm}$$

sehingga, $l_{total} = l_v + l_w$

$$= 4,2 \text{ mm} + 4 \text{ mm} = 8,2 \text{ mm}$$

Sehingga waktu pemotongan yang dibutuhkan untuk mengedril spon dengan diameter lubang 14 mm dan panjang pemotongan 4 mm adalah :

$$\begin{aligned}
 t_c &= \frac{l_{total}}{v_f} \\
 &= \frac{8,2 \text{ mm}}{360 \text{ mm/min}} \\
 &= 0,02 \text{ min} = 1,36 \text{ detik}
 \end{aligned}$$

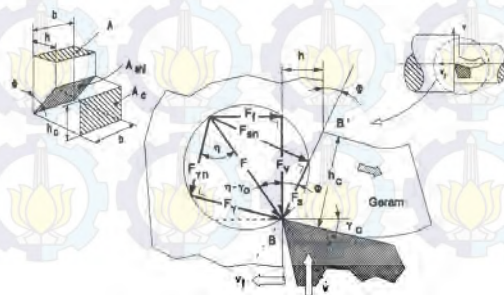
Jadi waktu pemotongan pada proses *drill* sandal menggunakan mesin *drill* pelubang sandal adalah :
 2,04 detik + 1,36 detik = 3,4 detik

5. Kecepatan Penghasilan Geram (Z); cm³/min

$$\begin{aligned}
 Z &= \frac{\pi \cdot d^2}{4} \frac{vf}{1000} \\
 &= \frac{3,14 \cdot 14^2 \text{ mm}}{4} \frac{360 \text{ mm/min}}{1000} \\
 &= 55,38 \text{ cm}^3/\text{min}
 \end{aligned}$$

4.1.2 Gaya Pemotongan pada Proses *Drilling*

Gaya pemotongan pada proses *drilling* dapat diuraikan menjadi dua komponen yaitu F_v (Gaya potong) dan F_f (Gaya makan). Gaya pemotongan pada proses *drilling* dapat dilihat pada Gambar 2.3.



Gambar 4.1 Lingkaran Merchant

Gaya potong (F_v) dan gaya makan (F_f) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5mm, data yang diketahui :

Sudut potong utama (k_f) = 59°

Sudut geser (ϕ) = 40°

Sudut gesek (η) = 30°

Sudut geram (γ_o) = 20°

Luas penampang geram sebelum terpotong (A)

$$\begin{aligned} A &= b \times h \\ &= \frac{a}{\sin k_r} \times \frac{f}{2} \cdot \sin k_f \\ &= \frac{2,5 \text{ mm}}{\sin 59^\circ} \times \frac{0,05 \text{ mm}}{2} \cdot \sin 59^\circ \\ &= 0,058 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan tarik material (σ_{ts}) spon EVA = 20 N/mm^2

(Lampiran 2), tegangan geser dapat dicari melalui persamaan berikut ini :

$$2 \tau_{shi} = 1,155 \sigma_{ts}$$

$$\tau_{shi} = 0,5775 \sigma_{ts}$$

$$\tau_{shi} = 0,5775 \times 20 \text{ N/mm}^2 = 11,55 \text{ N/mm}^2$$

Gaya geser (F_s)

$$F_s = \tau_{shi} \times A_{shi}$$

$$= \tau_{shi} \times \frac{A}{\sin \phi}$$

$$= 11,55 \text{ N/mm}^2 \times \frac{0,058 \text{ mm}^2}{\sin 40^\circ}$$

$$= 1,042 \text{ N}$$

Sehingga gaya potong (F_v) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.6:

$$\begin{aligned} F_v &= \frac{F_s \cos (\eta - \gamma_o)}{\sin \phi \cdot \cos (\phi + \eta - \gamma_o)} \\ &= \frac{1,042 \text{ N} \cos (30^\circ - 20^\circ)}{\sin 40^\circ \cdot \cos (40^\circ + 30^\circ - 20^\circ)} \\ &= 2,48 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya makan (F_f) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.7:

$$\begin{aligned} F_f &= F_v \tan (\eta - \gamma_o) \\ &= 2,48 \text{ N} \tan (30^\circ - 20^\circ) \\ &= 0,43 \text{ N} \end{aligned}$$

Jadi gaya total pada proses *drilling* untuk diameter lubang 5mm adalah :

$$\begin{aligned} F_t &= F_v + F_f \\ &= 2,48 \text{ N} + 0,43 \text{ N} \\ &= 2,91 \text{ N} \end{aligned}$$

Karena mesin *drill* pelubang sandal terdapat 6 mata bor maka gaya total dikalikan 6, menjadi :

$$\begin{aligned} F_t &= 2,91 \text{ N} \times 6 \\ &= 17,46 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya potong (F_v) dan gaya makan (F_f) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14mm, data yang diketahui :

Sudut potong utama (k_f) = 59°

Sudut geser (ϕ) = 40°

$$\text{Sudut gesek } (\eta) = 30^\circ$$

$$\text{Sudut geram } (\gamma_o) = 20^\circ$$

Luas penampang geram sebelum terpotong (A)

$$\begin{aligned} A &= b \times h \\ &= \frac{a}{\sin k_r} \times \frac{f}{2} \cdot \sin k_f \\ &= \frac{7 \text{ mm}}{\sin 59^\circ} \times \frac{0,05 \text{ mm}}{2} \cdot \sin 59^\circ \\ &= 0,162 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan tarik material (σ_{ts}) spon EVA = 20 N/mm²

(Lampiran 2), tegangan geser dapat dicari melalui persamaan berikut ini :

$$\begin{aligned} 2 \tau_{shi} &= 1,155 \sigma_{ts} \\ \tau_{shi} &= 0,5775 \sigma_{ts} \\ \tau_{shi} &= 0,5775 \times 20 \text{ N/mm}^2 = 11,55 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Gaya geser (F_s)

$$\begin{aligned} F_s &= \tau_{shi} \times A_{shi} \\ &= \tau_{shi} \times \frac{A}{\sin \phi} \\ &= 11,55 \text{ N/mm}^2 \times \frac{0,162 \text{ mm}^2}{\sin 40^\circ} \\ &= 2,9 \text{ N} \end{aligned}$$

Sehingga gaya potong (F_v) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.6:

$$\begin{aligned}
 F_v &= \frac{F_s \cos (\eta - \gamma_o)}{\sin \phi \cdot \cos (\phi + \eta - \gamma_o)} \\
 &= \frac{2,9 \text{ N} \cos (30^\circ - 20^\circ)}{\sin 40^\circ \cdot \cos (40^\circ + 30^\circ - 20^\circ)} \\
 &= 6,9 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Gaya makan (F_f) pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14mm dapat diketahui menggunakan persamaan 2.7:

$$\begin{aligned}
 F_f &= F_v \tan (\eta - \gamma_o) \\
 &= 6,9 \text{ N} \tan (30^\circ - 20^\circ) \\
 &= 1,21 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Jadi gaya total pada proses *drilling* untuk diameter lubang 14mm adalah :

$$\begin{aligned}
 F_t &= F_v + F_f \\
 &= 6,9 \text{ N} + 1,21 \text{ N} \\
 &= 8,11 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Karena mesin *drill* pelubang sandal terdapat 6 mata bor maka gaya total dikalikan 6, menjadi :

$$\begin{aligned}
 F_t &= 8,11 \text{ N} \times 6 \\
 &= 48,66 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.1.2 Daya Pemotongan pada Proses *Drilling* (N_1)

Sebelum menghitung daya pemotongan langkah yang pertama kali dilakukan adalah menghitung momen torsi (M_t) yang dapat diketahui menggunakan rumus berikut :

$$M_t = F_t \frac{d+d_1}{2}$$

Data yang diketahui : Gaya total (F_t) = 48,66 N
Diameter mata bor (d) = 14mm
Diameter ujung mata bor (d_1) = 2mm

Data yang diketahui menggunakan data yang didapatkan pada perhitungan gaya untuk diameter lubang paling besar yaitu diameter 14mm, karena semakin besar lubang yang dihasilkan maka gaya dan daya yang dibutuhkan juga akan semakin besar.

Sehingga, momen torsi pada proses *drilling* adalah :

$$\begin{aligned} M_t &= F_t \frac{d+d_1}{2} \\ &= 48,66 \text{ N} \frac{14\text{mm}+2\text{mm}}{2} \\ &= 389,28 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

Setelah momen torsi diketahui maka daya pemotongan pada proses *drilling* dapat diketahui menggunakan persamaan 2.8:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{M_t \cdot 2\pi \cdot n_2}{60.000.000} \\ &= \frac{389,28 \text{ N.mm} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 3600 \text{ rpm}}{60.000.000} \\ &= 0,14 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2 Daya untuk Momen Inersia (N_2)

Daya untuk momen inersia atau yang biasa disebut dengan daya kelembaman merupakan daya yang dibutuhkan oleh benda-benda yang berputar. Sebelum mencari daya untuk momen inersia yang harus diketahui adalah momen inersia poros dan kecepatan sudut. Poros yang digunakan adalah poros pejal, sehingga dapat dihitung menggunakan persamaan 2.9:

$$I = m \cdot r^2$$

Data yang diketahui :

$$\text{Massa poros } (m_{\text{poros}}) = 0,44 \text{ kg}$$

$$\text{Jari-jari poros } (r) = 8,5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Sehingga, momen inersia poros adalah :

$$I = m.r^2$$

$$= 0,44 \text{ kg} \cdot (8,5 \times 10^{-3})^2 \text{ m}$$

$$= 3,179 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

Karena pada mesin *drill* pelubang sandal terdapat 6 spindel maka momen inersia dikalikan 6, menjadi :

$$I = 3,179 \times 10^{-5} \text{ kg.m}^2 \times 6$$

$$= 1,9 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Setelah momen inersia poros diketahui kemudian mencari kecepatan sudut. Kecepatan sudut dapat dihitung menggunakan persamaan 2.10:

$$\omega = \frac{2.\pi.n_2}{60}$$

Data yang diketahui :

$$\text{Putaran poros spindel } (n_2) = 3600 \text{ rpm}$$

Sehingga, kecepatan sudut adalah :

$$\omega = \frac{2.\pi.n_2}{60}$$

$$= \frac{2.3,14.3600 \text{ rpm}}{60}$$

$$= 376,8 \text{ rad/s}$$

Setelah momen inersia dan kecepatan sudut telah diketahui, maka daya untuk momen inersia dapat dihitung menggunakan persamaan 2.11:

$$N_2 = I \cdot \omega^2/t$$

Data yang diketahui :

$$\text{Momen inersia poros (I)} = 1,9 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

$$\text{Kecepatan sudut } (\omega) = 376,8 \text{ rad/s}$$

$$\text{Waktu yang dibutuhkan dari kondisi diam sampai putaran konstan (t)} = 0,4 \text{ s}$$

Sehingga, daya untuk momen inersia adalah :

$$\begin{aligned} N_2 &= I \cdot \omega^2/t \\ &= 1,9 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \cdot \frac{376,8 \text{ rad/s}}{0,4 \text{ s}} \\ &= 67,43 \text{ watt} \\ &= 0,067 \text{ Kw} \end{aligned}$$

Daya total yang dibutuhkan oleh mesin drill pelubang sandal (N_{total}) adalah daya untuk proses drilling ditambah daya untuk momen inersia, data yang diketahui adalah :

$$N_1 = 0,14 \text{ kW}$$

$$N_2 = 0,067 \text{ kW}$$

Sehingga daya total yang dibutuhkan oleh mesin drill pelubang sandal adalah :

$$\begin{aligned} N_{\text{total}} &= N_1 + N_2 \\ &= 0,14 \text{ kW} + 0,067 \text{ kW} \\ &= 0,207 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.3 Perencanaan Belt dan Puli

Pada mesin *drill* pelubang sandal menggunakan transmisi belt dan puli yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi daya. Belt dan

puli akan mentransmisikan daya sebesar 0,207 kW dan mengubah putaran 2880rpm menjadi 3600rpm.

4.3.1 Daya dan Torsi Perencanaan

Data yang diketahui :

$$\text{Daya total } N_{\text{total}} = 0,207 \text{ kW}$$

$$\text{Putaran motor } n_1 = 2880 \text{ rpm}$$

$$\text{Putaran poros spindel } n_2 = 3600 \text{ rpm}$$

f_c = Faktor koreksi (didapatkan pada lampiran 3 dengan pertimbangan variasi beban kecil dan jumlah jam kerja 8-10 jam perhari dengan nilai 1,3)

Besarnya daya perencanaan (P_d) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.12:

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \cdot N_{\text{total}} \\ &= 1,3 \cdot 0,207 \text{ kW} \\ &= 0,269 \text{ kW} \\ &= 0,36 \text{ HP} \end{aligned}$$

Besarnya momen torsi belt (T) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.13:

$$\begin{aligned} T_1 &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1} \\ &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{0,269 \text{ kW}}{2880 \text{ rpm}} = 91,008 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_2 &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} \\ &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{0,269 \text{ kW}}{3600 \text{ rpm}} = 72,80 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

4.3.2 Tipe Belt

Tipe belt ditentukan oleh daya perencanaan (P_d) dan putaran pulley pada motor (n_1) agar belt aman saat digunakan.

Data yang diketahui :

$$P_d = \text{Daya perencanaan} = 0,269 \text{ kW}$$

$$n_1 = \text{Putaran motor} = 2880 \text{ rpm}$$

Jadi, sesuai dengan *lampiran 4*, tipe belt yang digunakan adalah V Belt tipe A yang dimensinya $b = 13 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $A = 0,81 \text{ mm}^2$.

4.3.3 Diameter Puli

Diameter puli kecil (D_2) dipilih 2inc karena menyesuaikan desain mesin yang tidak terlalu besar dan menyesuaikan dengan puli yang terdapat di pasaran.

Untuk menentukan diameter puli besar (D_1) yang mampu merubah putaran motor (n_1) 2880rpm menjadi putaran (n_2) 3600rpm dapat diketahui dengan perbandingan berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{2880 \text{ rpm}}{3600 \text{ rpm}} = \frac{2 \text{ inc}}{D_1}$$

$$D_1 = 2,5 \text{ inc} = 63,5 \text{ mm}$$

4.3.4 Kecepatan V-Belt

Besarnya kecepatan V-Belt dapat dihitung menggunakan persamaan 2.15:

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} \\ &= \frac{3,14 \cdot 63,5 \text{ mm} \cdot 2880 \text{ rpm}}{60.000} = 9,5 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4.3.5 Sudut Kontak

Besarnya sudut kontak belt dengan puli bisa dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \times 60^\circ$$

Direncanakan : $C = 193 \text{ mm}$

Sehingga, besarnya sudut kontak belt dengan puli adalah :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \times 60^\circ$$

$$= 180^\circ - \frac{50,8\text{mm} - 63,5\text{mm}}{152,4\text{mm}} \times 60^\circ$$

$$= 185^\circ = 3,2 \text{ rad}$$

4.3.6 Gaya pada Belt

Data yang diketahui :

$$T_1 = 91,008 \text{ kgf.mm}$$

$$r_1 = 31,75 \text{ mm}$$

$$\alpha = \text{sudut kontak} = 3,2 \text{ rad}$$

$$\mu = \text{koefisien gesek antara belt dan puli} = 0,3$$

$$e = 2,72$$

Sebelum menghitung gaya tarik belt pada bagian yang kencang dan gaya tarik belt pada bagian yang kendur, maka gaya tarik efektif harus diketahui. Gaya tarik efektif dapat diketahui menggunakan rumus :

$$T = F \cdot r$$

$$\text{Gaya tarik efektif } (F_e) = \frac{T_1}{r_1} = \frac{91,008 \text{ kgf.mm}}{31,75 \text{ mm}} = 2,8 \text{ kgf}$$

Besarnya gaya tarik belt pada bagian yang kendur dan gaya tarik belt pada bagian yang kencang bisa dihitung menggunakan persamaan 2.18 dan 2.19:

$$1. \frac{F_1}{F_2} = e^{\mu' \alpha}$$

$$2. F_e = F_1 - F_2$$

Sehingga, F_1 dan F_2 adalah :

$$1. \frac{F_1}{F_2} = 2,72^{0,3,3,2}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,6$$

$$F_1 = 2,6 F_2 \dots\dots\dots \text{(Persamaan I)}$$

$$2. F_e = F_1 - F_2$$

$$2,6 F_2 - F_2 = 2,8 \text{ kgf}$$

$$F_2 = 1,75 \text{ kgf} \dots\dots\dots \text{(Persamaan II)}$$

Untuk mencari F_1 , maka persamaan II disubstitusikan ke persamaan I:

$$F_1 = 2,6 F_2$$

$$= 2,6 \cdot 1,75 \text{ kgf}$$

$$= 4,55 \text{ kgf}$$

$$\text{Jadi, } F_1 = 4,55 \text{ kgf dan } F_2 = 1,75 \text{ kgf}$$

4.3.7 Panjang Belt

Panjang belt yang digunakan dapat dihitung menggunakan persamaan 2.16:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{1}{4C} (D_2 - D_1)^2$$

Direncanakan, $C = 193 \text{ mm}$

Sehingga, panjang belt yang digunakan adalah :

$$\begin{aligned} L &= 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{1}{4C} (D_2 - D_1)^2 \\ &= 2 \cdot 193\text{mm} + \frac{3,14}{2} (63,5\text{mm} + 50,8\text{mm}) + \frac{1}{4 \cdot 193\text{mm}} \\ &\quad (50,8\text{mm} - 63,5\text{mm})^2 \\ &= 566 \text{ mm} \end{aligned}$$

Setelah dicocokkan dengan tabel *lampiran 5*, maka panjang belt yang dipilih adalah 560mm untuk menyesuaikan panjang belt yang ada di pasaran. Bila panjang belt telah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros yang sebenarnya dapat diketahui dengan persamaan 2.17:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}$$

$$\begin{aligned} \text{Dimana, } b &= 2L - \pi(D_1 + D_2) \\ &= 2 \cdot 560\text{mm} - 3,14 (63,5\text{mm} + 50,8\text{mm}) \\ &= 761 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga, jarak kedua sumbu poros adalah :

$$\begin{aligned} C &= \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \\ &= \frac{761\text{mm} + \sqrt{761\text{mm}^2 - 8(50,8\text{mm} - 63,5\text{mm})^2}}{8} = 190 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.3.8 Tegangan Maksimum

Besarnya tegangan maksimum pada belt dapat diketahui menggunakan persamaan 2.20:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

Data yang diketahui :

σ_0 = Tegangan awal = 12 kgf/cm² untuk V belt

F_e = 2,8 kgf

v = kecepatan V belt = 9,5 m/s = 950 cm/s

h = ketebalan V belt tipe A = 8 mm = 0,8 cm

A = luas penampang V belt tipe A = 0,8 cm²

g = percepatan gravitasi = 9,81 m/s² = 981 cm/s²

γ = berat jenis v belt = 1,3 kg/dm³ = 0.0013 kgf/cm²

(lampiran 6)

E_b = modulus elastisitas bahan v belt = 300 kgf/cm²

(lampiran 6)

D_{\min} = diameter puli kecil = 50,8 mm = 5,08 cm

Sehingga, besarnya tegangan maksimum pada belt adalah :

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{g} + E_b \frac{h}{D_{\min}} \\ \sigma_{\max} &= 12 \text{ kgf/cm}^2 + \frac{2,8 \text{ kgf}}{2 \cdot 0,8 \text{ cm}^2} + \frac{0,0013 \text{ Kgf/cm}^3 \cdot (950 \text{ cm/s})^2}{981 \text{ cm/s}^2} \\ &\quad + 300 \text{ kgf/cm}^2 \cdot \frac{0,8 \text{ cm}}{5,08 \text{ cm}} \\ &= 62,18 \text{ kgf/cm}^2\end{aligned}$$

4.3.9 Prediksi Umur Belt

Umur belt dapat diprediksi menggunakan persamaan 2.21:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m$$

Data yang diketahui :

N_{base} = Basis dari fatigue test yaitu 10^7 cycle

σ_{max} = Tegangan maksimum yang timbul = $62,18 \text{ kgf/cm}^2$

σ_{fat} = 90 kgf/cm^2

u = Jumlah putaran per detik

v = kecepatan = $9,5 \text{ m/s} = 9500 \text{ mm/s}$

L = panjang belt = 560 mm

$$\begin{aligned} u &= \frac{v}{L} \\ &= \frac{9500 \text{ mm/s}}{560 \text{ mm}} \\ &= 16,9 \text{ s}^{-1} \end{aligned}$$

X = Jumlah puli yang berputar = 2

Sehingga, prediksi umur belt adalah :

$$\begin{aligned} H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \\ &= \frac{10^7}{3600 \cdot 16,2 \cdot 2} \left[\frac{90 \text{ kgf/cm}^2}{62,18 \text{ kgf/cm}^2} \right]^8 = 1.651,15 \text{ jam} \end{aligned}$$

4.4 Perencanaan Poros

Poros yang digunakan pada mesin *drill* pelubang sandal berjumlah enam dan masing-masing poros merupakan gabungan antara dua jenis poros yaitu poros transmisi dan poros spindel. Poros transmisi mendapatkan beban puntir dan beban lentur sedangkan poros spindel hanya mendapatkan beban puntir saja.

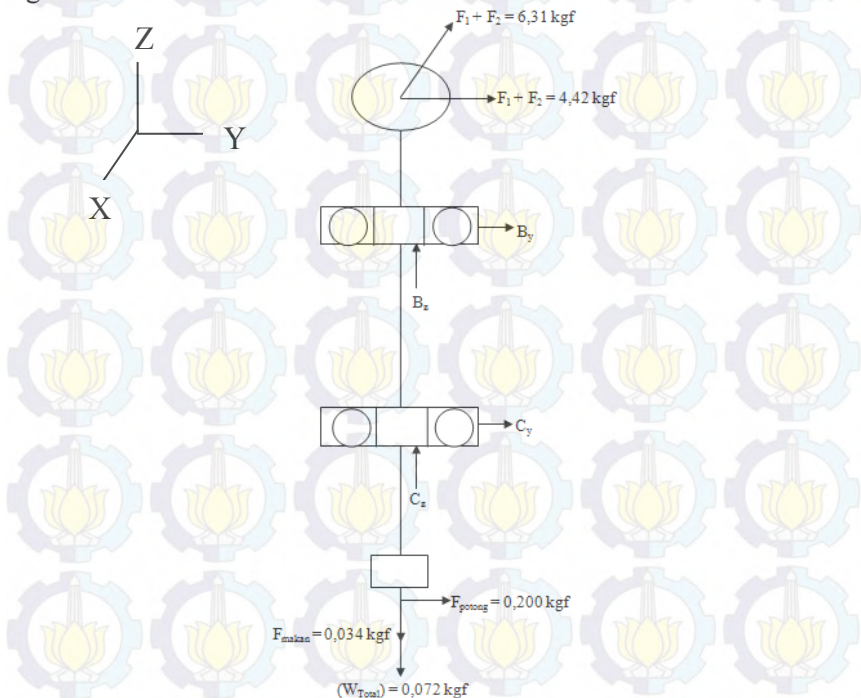
Dalam perhitungan diambil salah satu poros, pada poros yang dijadikan acuan dalam perhitungan terpasang puli dan v-belt, dua buah bantalan serta *drill chuck*, sehingga nantinya akan mendapat gaya paling besar dibanding dengan poros yang lain.

4.4.1 Mencari Besarnya Momen Torsi dan Momen Bending

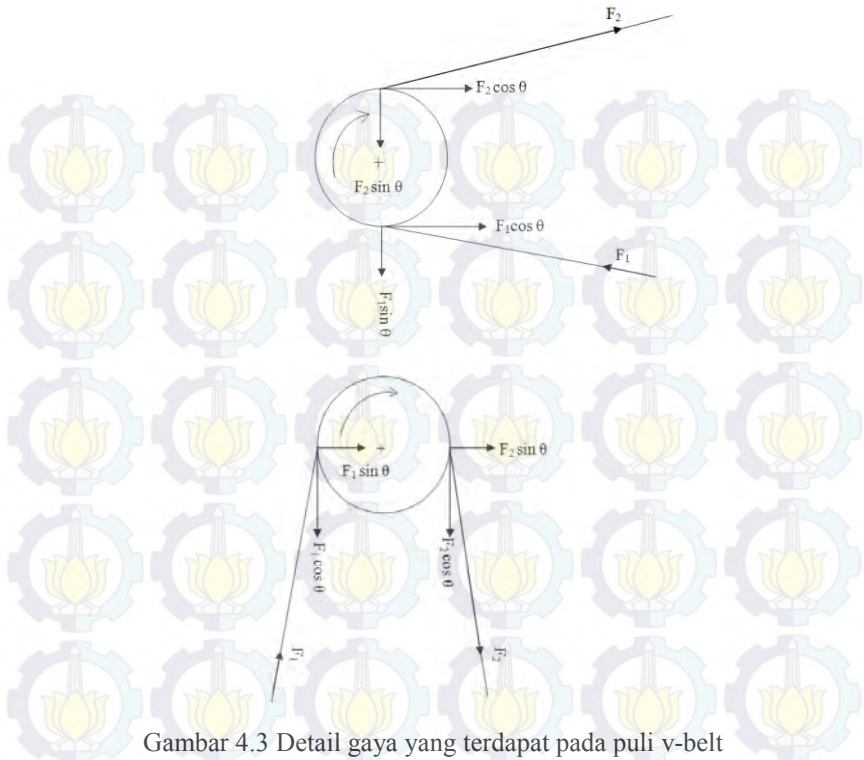
Sebelum mencari berapa besarnya diameter poros yang sebenarnya, terlebih dahulu harus mencari berapa besarnya momen torsi dan momen bending. Besarnya momen torsi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.22:

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} \\ &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{0,269 kW}{3600 rpm} \\ &= 72,80 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

Gaya-gaya yang bekerja pada poros dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 4.2 Free Body Diagram



Gambar 4.3 Detail gaya yang terdapat pada puli v-belt

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan mengacu persamaan $\sum M = 0$ dan $\sum F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat diketahui.

Reaksi tumpuan bidang horisontal :

$$\rightarrow \sum F_y = 0$$

$$(F_1 + F_2) + B_y + C_y - F_v = 0$$

$$B_y + C_y = -(F_1 + F_2) - F_v$$

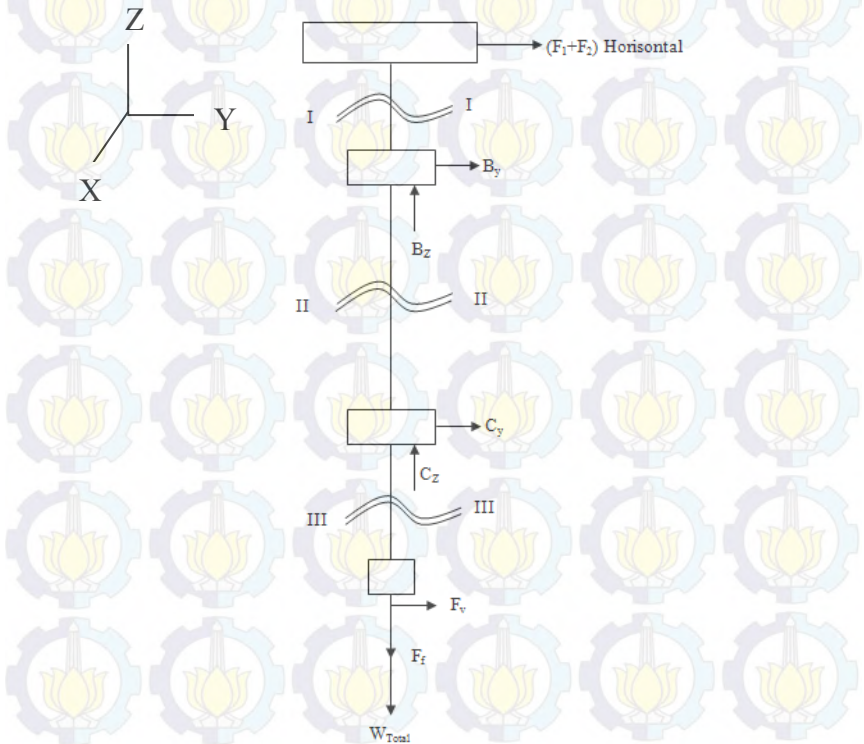
$$= -4,42 \text{ kgf} - 0,200 \text{ kgf}$$

$$B_y + C_y = 4,62 \text{ kgf} \dots\dots\dots(\text{Persamaan I})$$

$$\begin{aligned}
 & \curvearrowright + \sum M_{By} = 0 \\
 & (F_1 + F_2) - C_y (85) - F_v (140) = 0 \\
 & C_y (85) = (F_1 + F_2) (35) - F_v (140) \\
 & \quad = 4,42 \text{ kgf} (35) - 0,200 \text{ kgf} (140) \\
 & \quad = 126,7 \text{ kgf} \\
 & C_y = 1,49 \text{ kgf} \dots\dots\dots (\text{Persamaan II})
 \end{aligned}$$

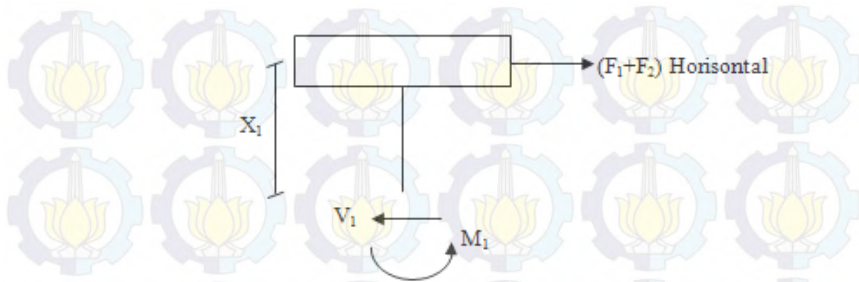
Kemudian persamaan II disubstitusikan ke persamaan I :

$$\begin{aligned}
 B_y + C_y &= -4,62 \text{ kgf} \\
 B_y &= -4,62 \text{ kgf} - 1,49 \text{ kgf} = -6,11 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.4 Diagram bidang potong

Potongan I-I



Gambar 4.5 Gambar potongan I-I

$$\rightarrow + \sum F_y = 0$$

$$(F_1 + F_2) - V_1 = 0$$

$$V_1 = (F_1 + F_2)$$

$$V_1 = 4,42 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright + \sum M_1 = 0$$

$$-M_1 + (F_1 + F_2) \cdot (X_1) = 0$$

$$M_1 = (F_1 + F_2) \cdot (X_1)$$

$$M_1 = 4,42 \text{ kgf} (X_1)$$

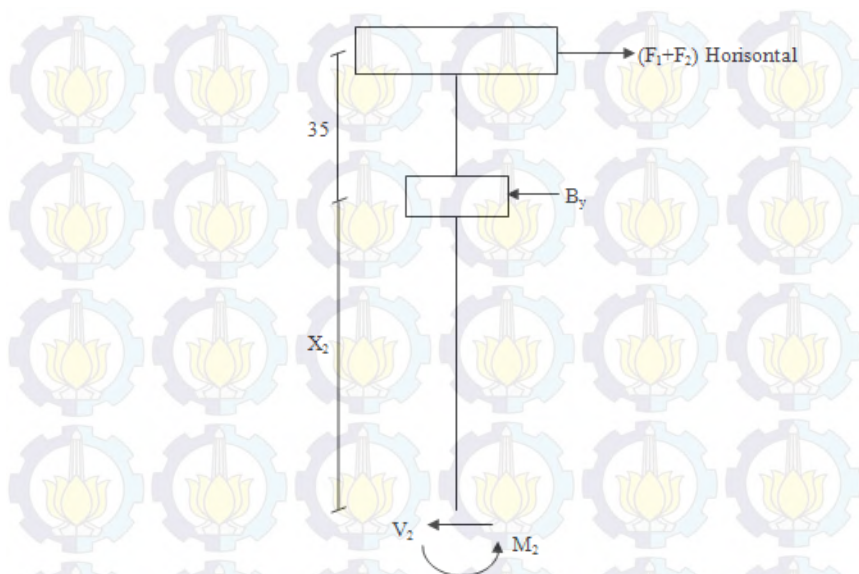
$$0 \leq X_1 \leq 35$$

$$X_1 = 0 ; M_1 = 0$$

$$X_1 = 18 \text{ mm} ; M_1 = 79,56 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 35 \text{ mm} ; M_1 = 154,7 \text{ kgf.mm}$$

Potongan II-II



Gambar 4.6 Gambar potongan II-II

$$\rightarrow + \sum F_y = 0$$

$$(F_1 + F_2) - B_y - V_2 = 0$$

$$V_2 = (F_1 + F_2) - B_y$$

$$V_2 = 4,42 \text{ kgf} - 6,11 \text{ kgf}$$

$$V_2 = -1,69 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright + \sum M_2 = 0$$

$$-M_2 - B_y (X_2) + (F_1 + F_2) \cdot (X_2 + 35) = 0$$

$$M_2 = -B_y (X_2) + (F_1 + F_2) \cdot (X_2 + 35)$$

$$M_2 = -1,69 \text{ kgf} (X_2) + 154,7 \text{ kgf.mm}$$

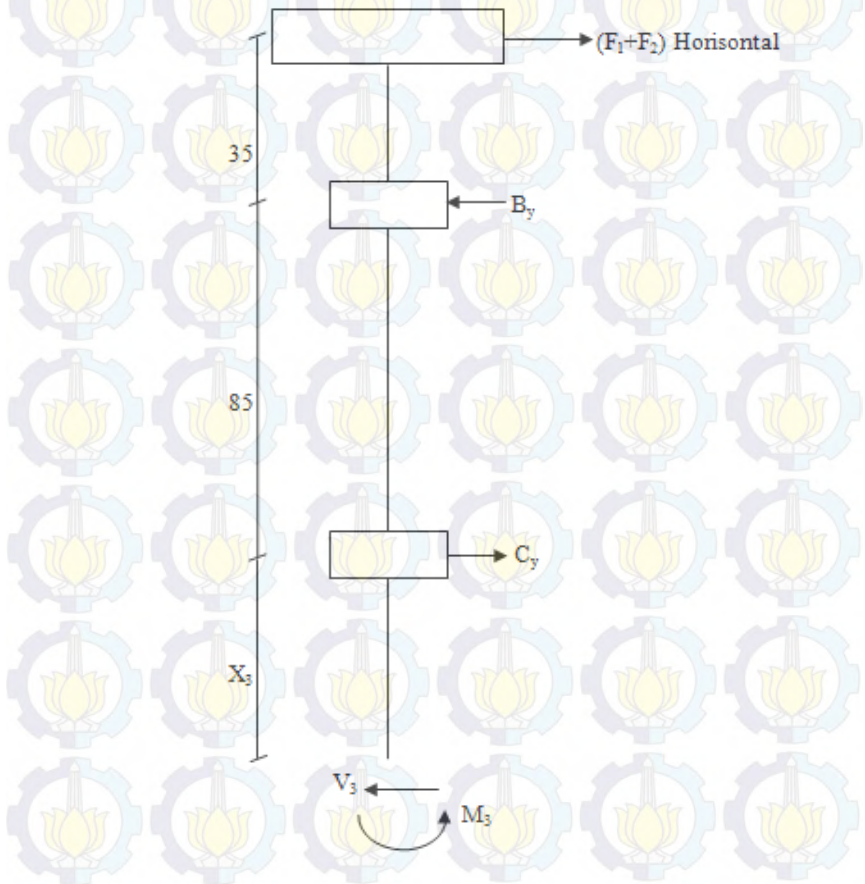
$$0 \leq X_2 \leq 85$$

$$X_2 = 0 ; M_2 = 154,7 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 40 \text{ mm} ; M_2 = 87,1 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 85 \text{ mm} ; M_2 = 11,05 \text{ kgf.mm}$$

Potongan III-III



Gambar 4.7 Gambar potongan III-III

$$\rightarrow + \sum F_y = 0$$

$$(F_1 + F_2) - B_y + C_y - V_3 = 0$$

$$V_3 = (F_1 + F_2) - B_y + C_y$$

$$V_3 = 4,42 \text{ kgf} - 6,11 \text{ kgf} + 1,49 \text{ kgf}$$

$$V_3 = -0,2 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright + \sum M_3 = 0$$

$$-M_3 + C_y (X_3) - B_y (X_3 + 85) + (F_1 + F_2) \cdot (X_3 + 120) = 0$$

$$M_3 = C_y (X_3) - B_y (X_3 + 85) + (F_1 + F_2) \cdot (X_3 + 120)$$

$$M_3 = 1,49 \text{ kgf} (X_3) - 6,11 \text{ kgf} (X_3) - 519,35 \text{ kgf.mm} + 4,42 \text{ kgf} (X_3) + 530,4 \text{ kgf.mm}$$

$$M_3 = -0,2 \text{ kgf} (X_3) + 11,05 \text{ kgf.mm}$$

$$0 \leq X_2 \leq 55$$

$$X_3 = 0 ; M_3 = 11,05 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 28 \text{ mm} ; M_3 = 5,45 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 55 \text{ mm} ; M_3 = 0$$

Reaksi tumpuan bidang vertikal :

$$\uparrow + \sum F_z = 0$$

$$B_z + C_z - F_f - W_{\text{total}} = 0$$

$$B_z + C_z = F_f + W_{\text{total}}$$

Asumsi beban yang diteruskan oleh bantalan sama, sehingga :

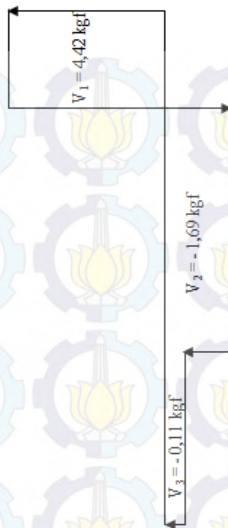
$$B_z = C_z$$

$$2 B_z = F_f + W_{\text{total}}$$

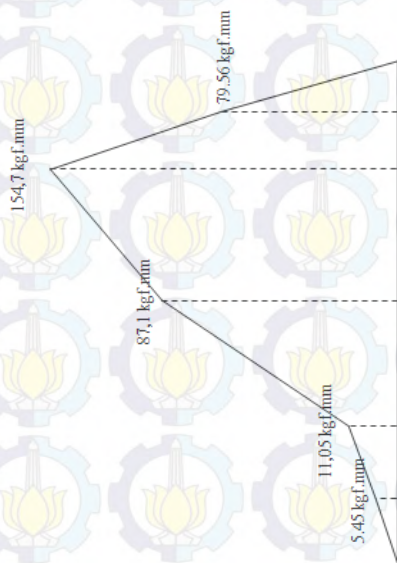
$$= 0,034 \text{ kgf} + 0,072 \text{ kgf}$$

$$B_z = 0,053 \text{ kgf}$$

4.4.2 Diagram Gaya Geser dan Diagram Momen



Gambar 4.8 Diagram gaya geser bidang horizontal



Gambar 4.9 Diagram momen bidang horizontal

4.4.3 Momen Terbesar

Setelah didapat momen terbesar dimasing-masing bidang kita dapat menghitung besarnya momen bending menggunakan persamaan 2.23:

$$M_r = \sqrt{(Mh)^2 + (Mv)^2}$$

Karena harga $M_v = 0$, maka harga $M_r = \sqrt{(Mh)^2}$

Data yang diketahui : $M_h = 154,7 \text{ kgf.mm}$

Sehingga, besarnya momen bending adalah :

$$\begin{aligned} M_r &= \sqrt{(Mh)^2} \\ &= \sqrt{(154,7)^2 \text{ kgf.mm}} \\ &= 154,7 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

4.4.4 Diameter Poros

Agar alat nantinya dapat bekerja dengan baik dengan besarnya gaya dan momen yang ada, oleh karena itu diameter poros harus sesuai, diameter poros dapat dicari dengan menggunakan persamaan 2.24:

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}} \right) \cdot \sqrt{(M_b)^2 + (T_2)^2}}$$

Data yang diketahui :

$n = 2,5$ (factor keamanan untuk beban kejut kecil)

$M_b = 154,7 \text{ kgf.mm}$

$T = 72,80 \text{ kgf.mm}$

Dimana, bahan poros yang nantinya akan digunakan adalah baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) S45C (*Lampiran 7*).

$$\begin{aligned} \text{Syp S45C} &= 0,7 \times \sigma_t \\ &= 0,7 \times 58 \text{ kgf/mm}^2 \\ &= 40,6 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

Sehingga, diameter poros yang sesuai adalah :

$$\begin{aligned} d &\geq \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}}\right) \cdot \sqrt{(M_b^2 + T^2)}} \\ d &\geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 40,6 \text{ kgf/mm}^2}\right) \cdot \sqrt{(154,7^2 + 72,80^2)} \text{ kgf.mm}} \\ d &\geq 4,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros yang digunakan pada mesin *drill* pelubang sandal adalah 17mm.

4.5 Pasak

Bahan pasak yang digunakan harus lebih kecil kekuatannya dibandingkan dengan bahan poros karena poros harus lebih kuat dari pada pasak. Maka bahan yang dipilih adalah S30C (JIS G 4501) (*Lampiran 7*) dengan kekuatan tarik $\sigma_{yp} = 48 \text{ kg/mm}^2$.

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} \\ &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{0,269 \text{ kW}}{3600 \text{ rpm}} \\ &= 72,80 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

Data yang diketahui : $T = 72,80 \text{ kgf.mm}$
 $D_{\text{poros}} = 15 \text{ mm}$
 $W = H = 5 \text{ mm}$

1. Tinjauan terhadap tegangan geser

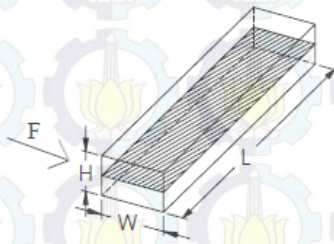
$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

dimana :

$$F = \frac{T}{D/2} lb$$

A = luas bidang geser pada pasak = $W \times L$
 = lebar pasak (W) x panjang pasak (L)
 (Dapat dilihat pada gambar 4.10)

$$W = H = 5$$



Gambar 4.10 Luasan untuk tegangan geser

Panjang pasak dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.25:

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{S_f}$$

$$L \geq \frac{2T \cdot S_f}{W.D \cdot k_s \cdot \sigma_{yp}}$$

$$L \geq \frac{2.72,80 \text{ kgf.mm} \cdot 2}{5.15 \text{ mm} \cdot 0.58.48 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$L \geq 0,13 \text{ mm}$$

Jadi, panjang pasak yang digunakan (L) = 200mm

Untuk mengetahui pasak yang digunakan aman atau tidak, dapat menggunakan persamaan 2.25:

$$\frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\tau_s \cdot \sigma_{syp}}{sf}$$

$$\frac{2.72,80 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{5 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}} \leq \frac{0,58.48 \text{ kgf} / \text{mm}^2}{2}$$

$$0,0097 \text{ kgf} \leq 13,92 \text{ kgf}$$

2. Tinjauan terhadap tegangan kompresi

$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

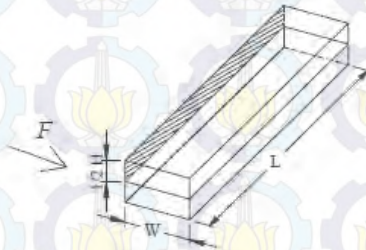
dimana :

$$F = \frac{T}{0,5 D}$$

A = luas bidang geser pada pasak

$$= 0,5 H \times L$$

(Dapat dilihat pada gambar 4.11)



Gambar 4.11 Luasan untuk tegangan kompresi

Panjang pasak dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.26:

$$\sigma_c = \frac{4.T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{ypc}}{sf}$$

$$L \geq \frac{4T \cdot sf}{W.D. \cdot k_c \cdot \sigma_{yp}}$$

$$L \geq \frac{4.72,80 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2}{5.15 \text{ mm} \cdot 1,148 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$L \geq 0,14 \text{ mm}$$

Jadi, panjang pasak yang digunakan (L) = 200mm

Untuk mengetahui pasak yang digunakan aman atau tidak, dapat menggunakan persamaan 2.26:

$$\frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_c \cdot \sigma_{syp}}{sf}$$

$$\frac{4.72,80 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{5 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}} \leq \frac{1,148 \text{ kgf/mm}^2}{2}$$

$$0,019 \text{ kgf} \leq 26,4 \text{ kgf}$$

4.6 Bearing

Pada mesin drill pelubang sandal menggunakan jenis bearing “Ball Bearing”. Diameter dalam bearing yang digunakan yaitu 17mm, kemudian melihat tabel “Standar dimension and load rating of radial Rolling Bearing” (Lampiran 8).

1. Didapatkan harga C_o dan C, yaitu :

$$C_o = 1470$$

$$C = 2340$$

2. Setelah didapatkan harga C_o dan C, maka dilanjutkan untuk mencari harga :

$$\frac{i \cdot F_a}{C_o}$$

Dimana, F_a (Beban aksial) = 0,048 lbf

$$\text{Sehingga, } \frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1 \cdot 0,048 \text{ lbf}}{1470} = 0,0000326 \text{ lbf}$$

3. Kemudian melihat tabel “*Factor X dan Y for Ball Bearing*” (Lampiran 9) dan didapatkan harga $e = 0,19$. Setelah itu dilanjutkan untuk mencari harga :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r}$$

Dimana, F_a (Beban aksial) = 0,048 lbf

F_r (Beban radial) = 0,67 lbf

V = Faktor putaran (konstan)

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar berputar

$$\text{Sehingga, } \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0,048 \text{ lbf}}{1,0 \cdot 0,67 \text{ lbf}} = 0,00716$$

4. Kemudian membandingkan harga $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ dengan harga e .

Ternyata harga $\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e$, yaitu $0,00716 < 0,19$, oleh karena itu didapatkan X (konstanta radial) dan Y (konstanta aksial) sebagai berikut :

X (Konstanta radial) = 1

Y (Konstanta aksial) = 0

4.6.1 Daya Kerugian pada Bearing (f_{HP})

Daya kerugian pada bearing dapat dihitung menggunakan persamaan 2.27:

$$f_{HP} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n_2}{126.050}$$

Data yang diketahui :

Koefisien gesek (f) = 0,0015 (*Lampiran 10*)

Gaya radial pada bearing (Fr) = 23,79 lbf

Diameter dalam bearing (d) = 0,669 in

Putaran poros spindel (n_2) = 3600 rpm

Sehingga, daya kerugian pada bearing adalah :

$$\begin{aligned} f_{HP} &= \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n_2}{126.050} \\ &= \frac{0,0015 \cdot 23,79 \text{ lbf} \cdot 0,669 \text{ in} \cdot 3600 \text{ rpm}}{126.050} \\ &= 6,8 \times 10^{-4} \text{ HP} \end{aligned}$$

4.6.2 Beban Ekuivalen

Beban ekuivalen dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.29:

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

Data yang diketahui :

V = 1,0 (untuk ring dalam yang berputar)

F_r = 0,67 lbf

F_a = 0,048 lbf

X = 1

Y = 0

F_s = 1,0 (Kondisi beban yang konstan dan seragam)

(*Lampiran 11*)

Sehingga, beban ekivalen adalah :

$$P = F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$= 1,0 (1,0 \cdot 1 \cdot 0,67 \text{ lbf} + 0 \cdot 0,048 \text{ lbf}) = 0,67 \text{ lbf}$$

4.6.3 Prediksi Umur Bearing

Umur bearing dapat diprediksi dengan menggunakan persamaan 2.28:

$$L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_p} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Data yang diketahui :

$$C = 2340$$

$$P = 0,67 \text{ lbf}$$

$$b = 3 \text{ (untuk Ball Bearing)}$$

$$n = 3600 \text{ rpm}$$

Sehingga, umur bearing adalah :

$$L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

$$L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 3600 \text{ rpm}} \right) \left(\frac{2340}{0,67 \text{ lbf}} \right)^3$$

$$L_{10} = 196.818.147.400 \text{ jam-kerja}$$

4.7 Pengujian Kapasitas Mesin

Dari pengujian mesin *drill* pelubang sandal yang menghasilkan lubang dengan diameter kecil 5mm dan diameter besar 14mm didapatkan data yang nantinya akan menjadi kapasitas dari mesin. Dalam pengujian, yang nantinya akan menjadi parameter tetap adalah waktu tiap pengujian yaitu 5 menit.

Tabel 4.1 Hasil pengujian alat

No.	Pengujian	Hasil (lubang)
1	Pengujian 1	84
2	Pengujian 2	84
3	Pengujian 3	96
4	Pengujian 4	90
5	Pengujian 5	96
Rata-rata		90

Dalam pengujian yang dilakukan selama 5 menit sudah termasuk proses loading dan unloading dengan rincian sebagai berikut :

Rata-rata proses loading = 97,5 detik
Rata-rata proses *drilling* = 146,25 detik
Rata-rata proses unloading = 56,25 detik

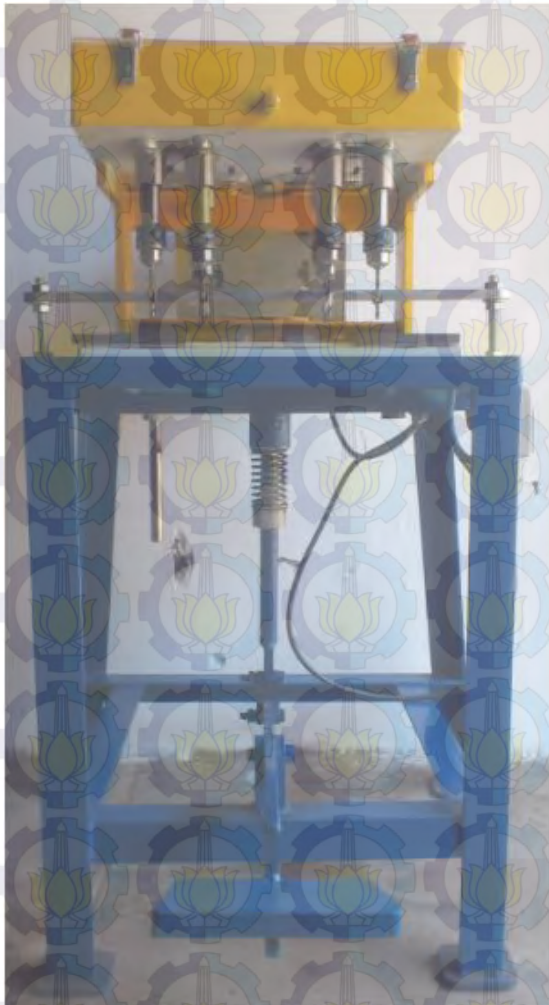
Dari pengujian yang dilakukan selama 5 menit, didapatkan rata-rata kapasitas mesin *drill* pelubang sandal yaitu :

90 lubang = 15 pasang sandal

Karena setiap pasang sandal terdapat 6 lubang sebagai tempat tali sandal (sandat).

4.8 Mesin *Drill* Pelubang Sandal

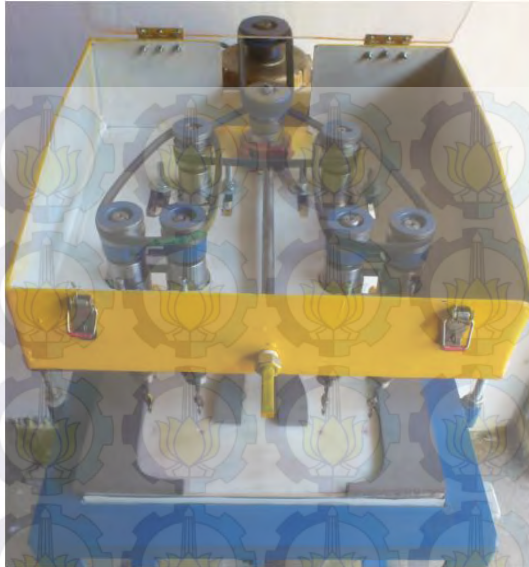
Berikut adalah foto mesin *drill* pelubang sandal :



Gambar 4.12 Foto pandangan depan



Gambar 4.13 Foto pandangan samping kanan



Gambar 4.14 Foto pandangan atas



Gambar 4.15 Foto poros spindel dan meja kerja



Gambar 4.16 Foto sandal yang telah melalui proses *drilling*

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

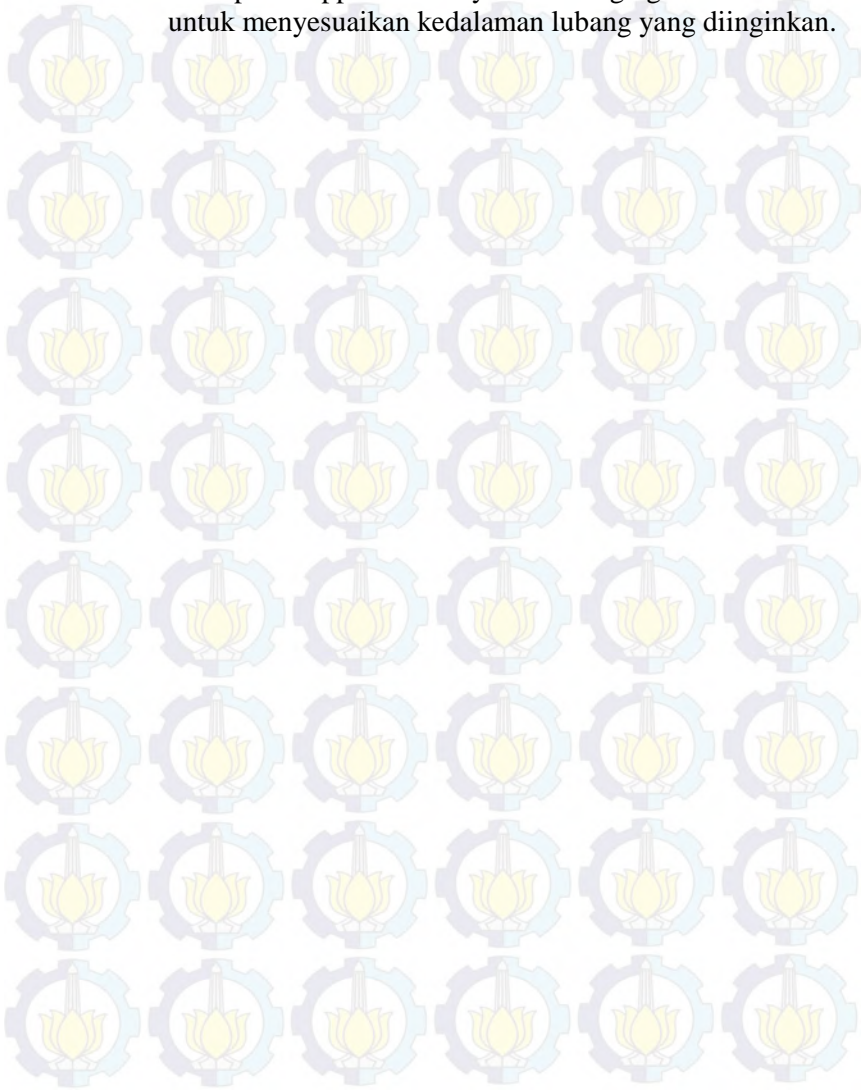
Dari perencanaan dan perhitungan pada *mesin drill pelubang sandal*, diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Dari perencanaan dan perhitungan, untuk melubangi sandal dibutuhkan gaya sebesar $8,11N$. Daya motor yang dibutuhkan sebesar $0,5HP$ dengan putaran $2880rpm$.
2. Sistem transmisi yang digunakan:
 - Ukuran diameter puli adalah :
 - Diameter puli penggerak = $2,5inc$
 - Diameter puli yang digerakkan = $2inc$
 - Belt yang digunakan adalah v-belt type A dengan panjang belt $560mm$.
 - Poros yang digunakan dari bahan baja karbon konstruksi mesin (*JIS G 4501*) S45C, dengan diameter (d) $17mm$.
 - Pasak yang digunakan dari bahan baja karbon konstruksi mesin (*JIS G 4501*) S30C, dengan panjang pasak (L) $200mm$.
 - Bearing yang digunakan adalah tipe ball bearing dengan diameter dalam $17mm$.
3. Dari hasil pengujian alat dapat diketahui ;
 - Dari pengujian yang dilakukan selama 5 menit, didapatkan rata-rata kapasitas mesin *drill* pelubang sandal yaitu 90 lubang = 15 pasang sandal.

5.2 Saran

1. Putaran mesin *drill* pelubang sandal terlalu tinggi, sehingga untuk pengembangan lebih lanjut putaran harus direncanakan dengan baik.

2. Sebaiknya meja tempat sandal dirancang ulang agar tidak mengganggu proses loading dan unloading.
3. Pada plat stopper sebaiknya dirancang agar lebih mudah untuk menyesuaikan kedalaman lubang yang diinginkan.



DAFTAR PUSTAKA

1. Taufiq Rochim. 1993. **Teori dan Teknologi Proses Pemesinan**. Jakarta : Proyek HEDS.
2. Sularso, Kiyokatsu Suga. 2002. **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Mesin**, cetakan ke-10. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
3. Dobrovolsky. 1988. **Machine Elements**, second edition. Moscow : Peace Publisher.
4. Suhariyanto, Syamsul Hadi. **Diktat Elemen Mesin I**. D3 Teknik Mesin, FTI-ITS.
5. Aaron Deutschment. 1985. **Machine Design Theory**. London : Collier Macmillan International Edition.

SITUS WEB

1. http://id.wikipedia.org/wiki/sandal_jepit. Kamis, 27 Maret 2014, pukul 10:00.
2. <http://www.mesin-teknik.blogspot.com>. Kamis, 27 Maret 2014, pukul 12:00.
3. <http://www.mdp.eng.cam.ac.uk>. Jum'at, 25 April 2014, pukul 19:00.

BIODATA PENULIS

Ridha Wildania (2110039011)



Penulis dilahirkan di Lamongan, 09 Oktober 1993, merupakan anak pertama dan satu-satunya dari pasangan suami istri M. Hanif dan Tutik Rahayu. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu tahun 1998-1999 bersekolah dan bermain di TK Nusa Indah, tahun 1999-2005 bersekolah di SD Muhammadiyah Lamongan, Kemudian tahun 2005-2008 melanjutkan ke SMPN 1 Lamongan, dan tahun 2008-2011 melanjutkan ke SMAN 2 Lamongan. Pada tahun 2011, penulis melanjutkan studinya di Perguruan Tinggi Negeri di Surabaya, dengan mengambil Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi FTI-ITS.

Penulis juga aktif dalam organisasi di masyarakat, di sekolah maupun di Perkuliahan, yaitu organisasi PPI (Purna Paskibraka Indonesia), organisasi Forkom M3ner-ITS sebagai Kadiv Humas periode 2013-2014 dan Ketua L.O Non Teknis Sie.Acara pada KJI-KBGI 2012.

Selain kuliah di ITS penulis juga kuliah di UPT-PK Surabaya yang merupakan program kerjasama antara ITS dengan Disnakertransduk. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PUSDIKLAT MIGAS Cepu pada tahun 2013.

BIODATA PENULIS

Mada Perwira (2110039013)



Penulis dilahirkan di Kota Reog Ponorogo, 05 Mei 1993, merupakan anak kedua dari satu bersaudara dari pasangan suami istri Sarmijan dan Retna Susilawati. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu tahun 1998-1999 bersekolah dan bermain di TK Kemala Bhayangkara, tahun 1999-2005 bersekolah di SDN II Mangkujayan Ponorogo, Kemudian tahun 2005-2008 melanjutkan ke SMPN 6 Ponorogo, dan tahun 2008-2011 melanjutkan ke SMAN 1 Ponorogo. Pada tahun 2011, penulis melanjutkan studinya di Perguruan Tinggi Negeri di Surabaya, dengan mengambil Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi FTI-ITS.

Penulis juga aktif dalam organisasi Perkuliahan, yaitu staf PSDM BEM ITS periode 2011-2012, organisasi Forkom M3ner-ITS sebagai Kadiv PSDM periode 2013-2014, L.O Non Teknis Sie.Acara pada KJI-KBGI 2012 dan kontingen ITS pada PIMNAS 26 Universitas Mataram 2013 dengan judul Rancang Bangun Mesin *Blanking* Sandal dengan sistem Elektro Pneumatik.

Selain kuliah di ITS penulis juga kuliah di UPT-PK Surabaya yang merupakan program kerjasama antara ITS dengan Disnakertransduk. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di UPT.Balai Yasa Surabaya-Gubeng PT.KAI Persero pada tahun 2013.